

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Johannes Damir Družinec

Zagreb, 2010.

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Voditelj rada:

Prof. dr. sc. Mirko Husnjak

Johannes Damir Družinec

Zagreb, 2010.

IZJAVA

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno i savjesno, koristeći znanja stečena tijekom studija.

Posebno se želim zahvaliti ocu i baki, koji su mi pružili veliku potporu i koji su vjerovali u mene, a kojih nažalost više nema.

Također bi htio zahvaliti profesoru Mirku Husnjaku na svesrdnoj pomoći i strpljivosti tijekom izrade ovog diplomskog rada.

Johannes Damir Družinec

U Zagrebu, veljača 2010.

SAŽETAK

U ovom radu je prikazana detaljna strukturna, kinematička, dinamička i statička analiza mehanizma dubinske pumpe za naftu. Pri tome su korišteni sljedeći programski paketi: *Solidworks 2004*, *MSC. visualNastran Desktop 2004*, *Catia V5R18* i *Matlab 7.0.1/Simulink*.

3D model mehanizma dubinske pumpe je izrađen u *SolidWorks-u 2004* i potom je povezan s *visualNastran Desktop-om*. U *visualNastran Desktop-u* su izrađene kinematička i dinamička analiza mehanizma, a za dinamičku je bilo potrebno definirati opterećenja koja djeluju na mehanizam tokom njegovog rada. *Matlab 7.0.1/Simulink* je korišten da bi se karakteristika elektromotora što više približila stvarnim uvjetima rada. Naprezanja, pomaci i deformacije koje se javljaju prilikom rada mehanizma dobiveni su metodom konačnih elemenata korištenjem programskog paketa *Catia V5R18*. Rezultati analize su prikazani dijagramima i tablicama.

SADRŽAJ

POPIS SLIKA.....	V
POPIS TABLICA	IX
POPIS OZNAKA	X
1. UVOD	1
2. OPIS OPREME BUŠOTINE S DUBINSKOM KLIPNOM PUMPOM	2
2.1. MEHANIZAM DUBINSKE PUMPE	3
2.2. ERUPCIJSKI UREĐAJ	7
2.3. GLATKA ŠIPKA.....	7
2.4. KLIPNE ŠIPKE	8
2.5. DUBINSKA PUMPA S KLIPNIM ŠIPKAMA	9
2.5.1. <i>Tubing pumpe</i>	10
2.5.2. <i>Usadne pumpe</i>	11
2.5.2.1. S pokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu.....	11
2.5.2.1. S nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu.....	12
2.5.2.2. S nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na vrhu.....	13
3. IZRADA MODELA MEHANIZMA DUBINSKE PUMPE	14
3.1. OBLIKOVANJE 3D MODELA U <i>SOLIDWORKS</i> -U 2004	14
3.2. POVEZIVANJE <i>SOLIDWORKS</i> -A S <i>VISUAL.NASTRAN DESKTOP</i> -OM.....	14
3.3. SILA GLATKE ŠIPKE	17
3.4. KONTROLA POGONSKOG ELEKTROMOTORA U <i>SIMULINK</i> -U.....	19
3.4.1. <i>Korišteni blokovi</i>	20
3.5. PRORAČUN NAPREZANJA, DEFORMACIJA I POMAKA POMOĆU PROGRAMSKOG PAKETA <i>CATIA V5R18</i>	23
3.5.1. <i>Usporedba analitičkog rješenja i rješenja dobivenog s metodom konačnih elemenata</i>	25
3.5.1.1. Analitičko rješenje	25
3.5.1.2. Rješenja u <i>CATIA</i> -i.....	25
4. OSNOVNI DIJELOVI MEHANIZMA DUBINSKE PUMPE	29
4.1. BALANSNA GREDA	29
4.2. KONJSKA GLAVA.....	30
4.3. POPREČNA GREDA	30
4.4. SPOJNA POLUGA	31
4.5. OKRETNA RUKA SA PROTUUTEGOM.....	31
4.6. ELEKTROMOTOR S REDUKTOROM	32
5. KINEMATIČKA ANALIZA MEHANIZMA	33
5.1. BRZINE I UBRZANJE ČLANOVA MEHANIZMA	34
5.2. POMACI KONJSKE GLAVE.....	36
6. DINAMIČKA ANALIZA MEHANIZMA DUBINSKE PUMPE.....	38
6.1. OPTEREĆENJA KOJE DJELUJU NA MEHANIZAM DUBINSKE PUMPE	38
6.1.1 <i>Sila na glatkoj šipci</i>	39
6.1.1.1 Proračun opterećenja glatke šipke	40
6.1.2 <i>Težina sklopa klipnih šipki</i>	42
6.1.3 <i>Pogonski moment elektromotora</i>	42
6.2 ANALIZA MEHANIZMA.....	44
6.2.1 <i>Analiza mehanizma pri maksimalnom opterećenju glatke šipke od 70000 N i masom okretne ruke i protuutega od 7200 kg</i>	44
6.2.1.1 Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,65 m	44
6.2.1.2 Analiza pri položaju težišta protuutega od 1,65 m uz postojanje trenja u osloncima	48
6.2.1.3 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m	50

6.2.1.4	Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m	52
6.2.2	<i>Analiza mehanizma pri maksimalnom opterečenju gladke šipke od 50000 N masom okretne ruke i protuutega od 5000 kg.....</i>	<i>54</i>
6.2.2.1	Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,65 m	55
6.2.2.2	Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 2 m	56
6.2.2.3	Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m	58
6.2.3	<i>Analiza mehanizma pri maksimalnom opterečenju gladke šipke od 50000 N sa masom okretne ruke i protuutega od 7200 kg</i>	<i>60</i>
6.2.3.1	Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,65 m	61
6.2.3.2	Položaj težišta protuutega na udaljenosti 2 m	62
6.2.3.3	Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,4 m	64
7.	ANALIZA DEFORMACIJA I POMAKA METODOM KONAČNIH ELEMENATA	67
7.1.	NAPREZANJA I POMACI BALANS GREDE S KONJSKOM GLAVOM	67
7.1.1.	<i>Naprezanja balans grede s konjskom glavom</i>	<i>69</i>
7.1.2.	<i>Pomaci i deformacija balansne grede sa konjskom glavom.....</i>	<i>69</i>
7.2.	NAPREZANJA I POMACI POPREČNE GREDE.....	71
7.2.1.	<i>Analiza naprezanja za prvi slučaj opterećenja</i>	<i>72</i>
7.2.2.	<i>Analiza naprezanja za drugi slučaj opterećenja</i>	<i>73</i>
7.2.3.	<i>Pomaci poprečne grede za oba slučaja opterećenja</i>	<i>74</i>
7.2.4.	<i>Deformirani oblici poprečne grede</i>	<i>75</i>
8.	ZAKLJUČAK	77
9.	POPIS LITERATURE.....	78

Popis slika

Slika 1: Sustav dubinske pumpe s klipnim šipkama	2
Slika 2: Mehanizam dubinske pumpe	3
Slika 3: Konvencionalna (klasična) njihalice s uravnoteženjem preko ručica i utega.....	5
Slika 4: Njihalice s uravnoteženjem preko ručica i utega ispred postolja.....	5
Slika 5: Njihalice sa zračnim uravnoteženjem	6
Slika 6: Njihalice s uravnoteženjem na balansnoj gredi.....	6
Slika 7: Erupcijski uređaj	7
Slika 8: Klipna šipka	9
Slika 9: TH tubing pumpa	10
Slika 10: RHT usadna pumpa.....	11
Slika 11: RWB usadna pumpa	12
Slika 12: RWA usadna pumpa	13
Slika 13: Povezivanje Solidworks-a i visualNastran Desktop-a	14
Slika 14: Constraint Navigator	15
Slika 15: Spur Gear.....	15
Slika 16: Belt Gear.....	16
Slika 17: Remenica s pogonskim momentom	16
Slika 18: Sučelje za definiranje maksimalne i minimalne vrijednosti okretnog momenta	16
Slika 19: Definiranje gubitaka	17
Slika 20: Pregled svih veza visualNastran Desktop-a.....	17
Slika 21: Sučelje za definiranje momenta	18
Slika 22: Sučelje za definiranje momenta kao logičku funkciju	18
Slika 23: Input [126]	18
Slika 24: Model u Simulink-u	20
Slika 25: Sučelje vPlant bloka za povezivanje s visualNastran 4D-om	20
Slika 26: Definiranje bloka Constant	21
Slika 27: Definiranje bloka Constant	21
Slika 28: Definiranje bloka Saturation	22
Slika 29: Definiranje bloka Gain	22
Slika 30: Odabir materijala za analizu	23
Slika 31: Definiranje mreže.....	24
Slika 32: Definiranje rubnih uvjeta.....	24
Slika 33: Primjer 3D konzole	25
Slika 34: Prikaz linearne mreže	26
Slika 35: Prikaz uklještenja i sile	26
Slika 36: Prikaz pomaka pri linearnim elementima	26
Slika 37: Prikaz naprezanja pri linearnim elementima	26
Slika 38: Prikaz postojeće greške s linearnim elementima	26
Slika 39: Prikaz parabolične mreže	27
Slika 40: Prikaz pomaka kod parabolične mreže	27
Slika 41: Prikaz naprezanja kod parabolične mreže	27
Slika 42: Prikaz postojeće greške kod paraboličnih elemenata	27
Slika 43: Balansna greda	29
Slika 44: Konjska glava.....	30
Slika 45: Poprečna greda.....	31
Slika 46: Poluga	31
Slika 47: Okretna ruka	32

Slika 48: <i>Elektromotor sa remenicama</i>	32
Slika 49: <i>Dijagram kutne brzine konjske glave i balans grede</i>	34
Slika 50: <i>Dijagram kutne brzine poprečne grede i poluge</i>	35
Slika 51: <i>Dijagram kutnog ubrzanja konjske glave i balans grede</i>	35
Slika 52: <i>Dijagram kutnog ubrzanja poprečne grede i poluge</i>	36
Slika 53: <i>Položaj točaka na konjskoj glavi</i>	36
Slika 54: <i>Pomak točke 1</i>	37
Slika 55: <i>Pomak točke 2</i>	37
Slika 56: <i>Idealni dinamogram</i>	39
Slika 57: <i>Stvarni dinamogram</i>	40
Slika 58: <i>Prikaz harmoničnog gibanja glatke šipke</i>	40
Slika 59: <i>Mehanička karakteristika trofazno asinkronog motora u 1. kvadrantu</i>	43
Slika 60: <i>Položaj protuutega kod udaljenosti 1,65 m</i>	45
Slika 61: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	45
Slika 62: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	46
Slika 63: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge (desno) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	46
Slika 64: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge (lijevo) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	47
Slika 65: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge (desno) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	47
Slika 66: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge (lijevo) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m</i>	48
Slika 67: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja</i>	49
Slika 68: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja</i>	49
Slika 69: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja</i>	50
Slika 70: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja</i>	50
Slika 71: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m</i>	51
Slika 72: <i>Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m</i>	51

Slika 73: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	52
Slika 74: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	52
Slika 75: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	53
Slika 76: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	53
Slika 77: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	54
Slika 78: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	54
Slika 79: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	55
Slika 80: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	55
Slika 81: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	56
Slika 82: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	56
Slika 83: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m	57
Slika 84: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m	57
Slika 85: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m	58
Slika 86: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m	58
Slika 87: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	59
Slika 88: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	59

Slika 89: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	60
Slika 90: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	60
Slika 91: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	61
Slika 92: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	61
Slika 93: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	62
Slika 94: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m	62
Slika 95: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	63
Slika 96: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	63
Slika 97: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	64
Slika 98: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m	64
Slika 99: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	65
Slika 100: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	65
Slika 101: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	66
Slika 102: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m	66
Slika 103: Prikaz greške i broja čvorova na modelu	67
Slika 104: Opterećena i uklještena balans greda s konjskom glavom i definiranom mrežom konačnih elemenata	68
Slika 105: Raspored naprezanja na balans gredi s konjskom glavom	69
Slika 106: Područje najvećeg naprezanja (a)	70
Slika 107: Područje najvećeg naprezanja (b)	70
Slika 108: Raspodjela pomaka na balans gredi s konjskom glavom	70
Slika 109: Deformirani oblik balans grede s konjskom glavom	71

Slika 110: <i>Prvi slučaj uklještenja i opterećenja poprečne grede</i>	71
Slika 111: <i>Drugi slučaj uklještenja i opterećenja poprečne grede</i>	72
Slika 112: <i>Raspodjela naprezanja za prvi slučaj opterećenja</i>	72
Slika 113: <i>Područje naprezanja za prvi slučaj opterećenja poprečne grede</i>	73
Slika 114: <i>Područje najvećeg naprezanja za prvi slučaj opterećenja poprečne grede</i>	73
Slika 115: <i>Raspodjela naprezanja za drugi slučaj opterećenja</i>	73
Slika 116: <i>Područje najvećeg naprezanja za drugi slučaj opterećenja poprečne grede</i>	74
Slika 117: <i>Raspodjela pomaka za prvi slučaj opterećenja poprečne grede</i>	74
Slika 118: <i>Raspodjela pomaka za drugi slučaj opterećenja poprečne grede</i>	75
Slika 119: <i>Deformirani oblik poprečne grede za prvi slučaj opterećenja (povećano 350 puta)</i>	75
Slika 120: <i>Deformirani oblik poprečne grede za drugi slučaj opterećenja (povećano 700 puta)</i>	76

Popis tablica

Tablica 1: <i>Usporedba linearnih i paraboličnih elemenata</i>	28
Tablica 2: <i>Računanje težine klipnih šipki duljine 2895,6 m</i>	41
Tablica 3: <i>Tablica za računanje težine klipnih šipki duljine 609,6 m</i>	42

Popis oznaka

oznaka	jedinica	naziv
D_{klp}	mm	promjer klipne šipke
D_{rem}	mm	promjer gonjene remenice
$F_{gla, din}$	N	dinamičko opterećenje na glatkoj šipci
$F_{gla, max}$	N	maksimalno opterećenje na glatkoj šipci
$F_{gla, min}$	N	minimalno opterećenje na glatkoj šipci
G_{klp}	N	težina sklopa klipnih šipki
i_{red}		prijenosni omjer reduktora
i_{rem}		prijenosni omjer remenskog prijenosa
$L_{h, max}$	mm	maksimalna dužina hoda
$L_{h, sr}$	mm	srednja dužina hoda
$L_{h, min}$	mm	minimalna dužina hoda
L_{klp}	mm	duljina klipne šipke
M_N	Nm	nazivni moment elektromotora
$M_{ok, max}$	Nm	maksimalni moment na izlaznom vratilu reduktora
M_o	Nm	moment pokretanja elektromotora
M_p	Nm	prekretni moment elektromotora
n_N	okr/min	nazivni broj okretaja elektromotora u minuti
n_p	okr/min	prekretni broj okretaja elektromotora u minuti
n_s	okr/min	sinkroni broj okretaja elektromotora u minuti
q_{flu}	N/m	specifična težina fluida
q_{klp}	N/m	težina klipne šipke po metru
S	hod/min	broj hodova u minuti
S_{max}	hod/min	maksimalni broj hodova u minuti
S_{min}	hod/min	minimalni broj hodova u minuti
Z_{rem}		broj komada remenja
Z_{klp}		broj klipnih šipki
φ		impulsni faktor
ρ_{rel}		relativna gustoća fluida

1. UVOD

Mehanički sustav proizvodnje nafte dubinskim crpkama s klipnim šipkama najstariji je sustav podizanja fluida iz bušotina na površinu, a ujedno je i najrašireniji u praksi u svijetu (preko 80 %). Osnovni princip djelovanja dubinske crpke (sisaljke, pumpe) temelji se na prijenosu pogonske energije s površine do razine uranjanja dubinske crpke mehaničkim načinom, tj. klipnim šipkama. Pri procesu crpljenja nafte iz bušotina dubinskim crpkama s klipnim šipkama na njene podzemne dijelove djeluju različite sile:

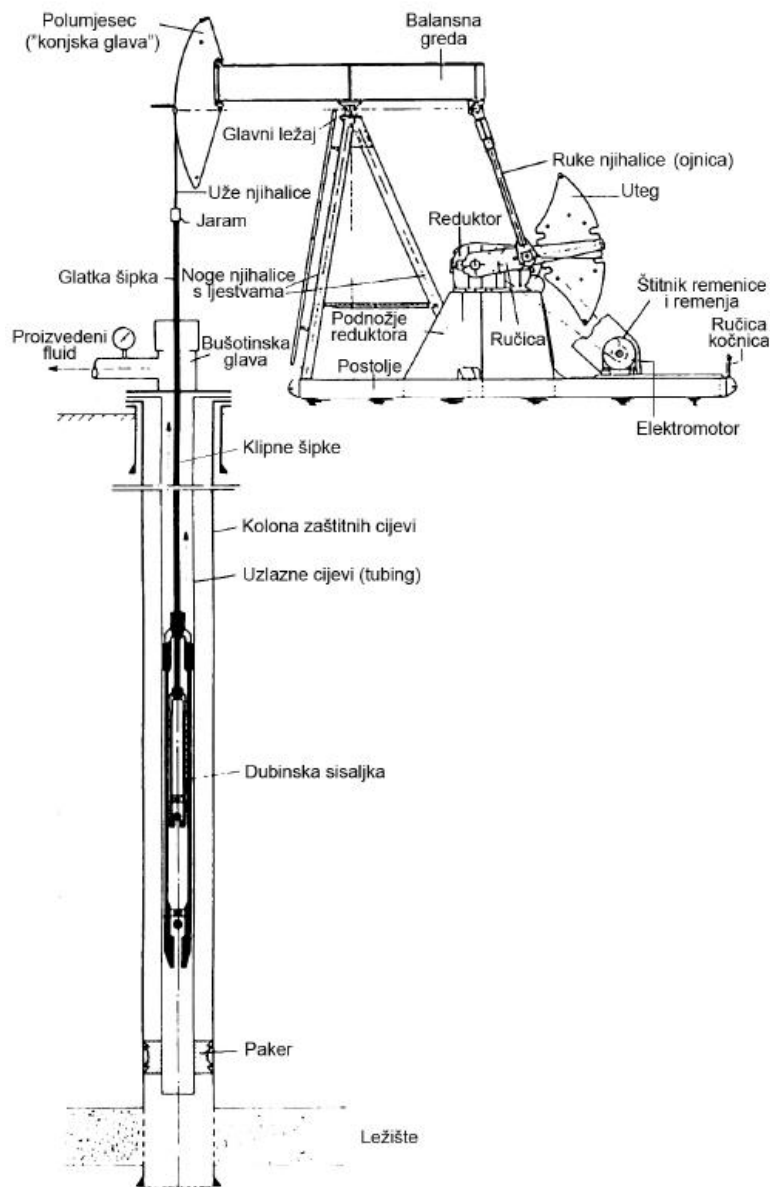
- a) sila uzgona (Arhimedova sila), koja djeluje na klipne šipke i umanjuje im težinu;
- b) statička sila uslijed težine klipnih šipki, uzlaznih cijevi (*tubinga*) i stupca kapljevine;
- c) sila elastičnosti materijala klipnih šipki i stupca kapljevine;
- d) inercijske sile pri kretanju mase klipnih šipki, klipa i stupca kapljevine;
- e) sile trenja u koje ubrajamo:
 - trenje spojnica klipnih šipki o stijenke *tubinga* te trenje klipa o stijenke cilindra dubinske crpke;
 - hidrodinamičko trenje između klipnih šipki i kapljevine;
 - unutarnje trenje u materijalu klipnih šipki i *tubinga* koje se javlja pri njihovoj deformaciji uslijed naprezanja.

Veličina navedenih sila ovisi o uvjetima crpljenja nafte iz bušotina te o režimu rada sustava dubinskih crpki. Normalno je očekivati da će sila trenja klipnih šipki o stijenke *tubinga* biti osjetno veća u zakrivljenoj bušotini nego one u idealno vertikalnoj. Isto tako, inercijske sile bit će znatno veće ako je broj hodova klipnih šipki u minuti veći. U načelu, dubinske crpke s klipnim šipkama mogu se primijeniti u naftnim bušotinama dubine od 500 do 2500 m različitog davanja, koje se kreće od 1 do 100 i više m³/d kapljevine. Pogodne su za bušotine s manjim plinskim faktorom i s konsolidiranim proizvodnim slojevima. U našoj praksi proizvodnja nafte tim sustavom zastupljena je s preko 50 % radnog fonda bušotina. Ostalo otpada na plinski lift, i to oko 40 %, te na eruptivni sustav oko 10 %. Prednost tog sustava s obzirom na ostale očituje se, uglavnom, u manjem početnom kapitalnom ulaganju po bušotini, dok se nedostaci očituju u većim troškovima održavanja, odnosno, u češćim remontnim zahvatima u bušotinama.

2. OPIS OPREME BUŠOTINE S DUBINSKOM KLIPNOM PUMPOM

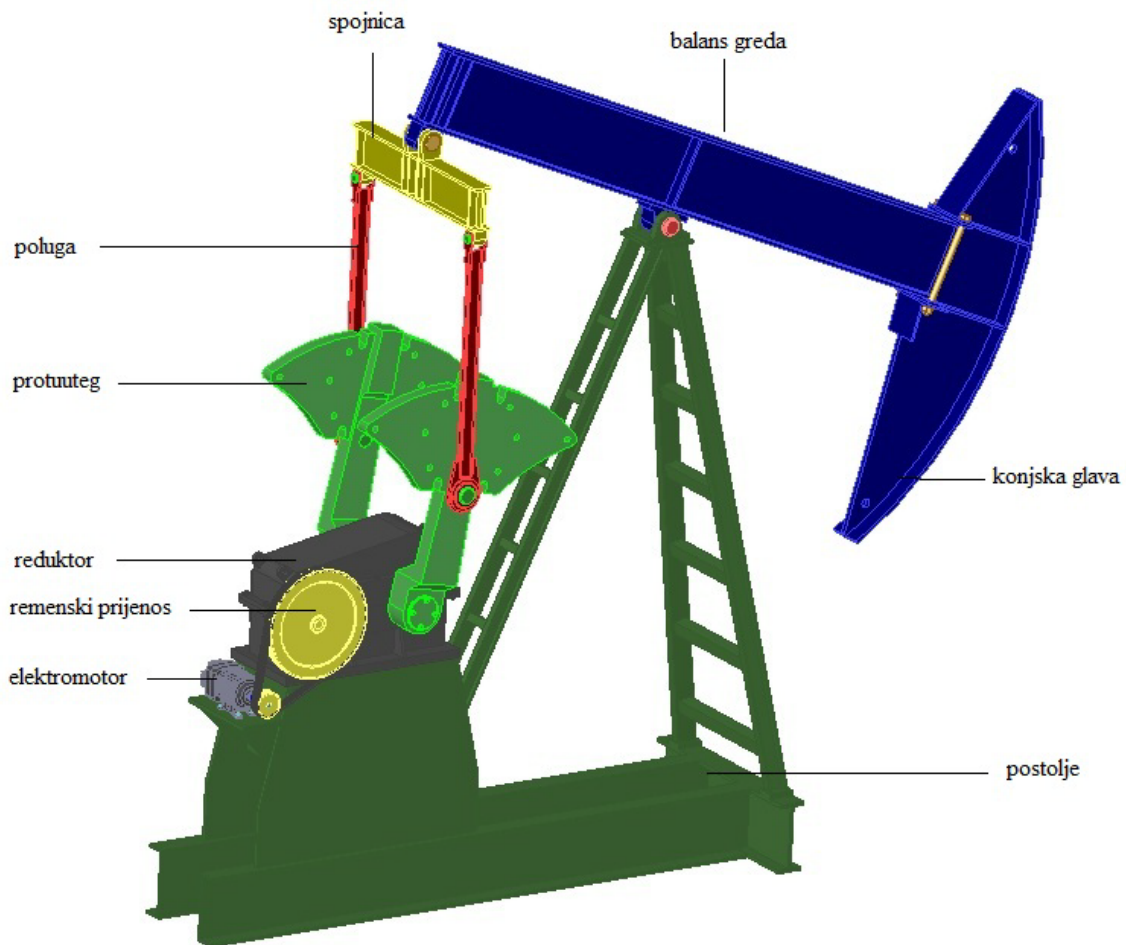
Za podizanje kapljevine dubinskom pumpom s klipnim šipkama potrebni su ovi elementi:

- mehanizam dubinske pumpe
- oprema ušća bušotine s brtvenicom
- glatka šipka
- niz klipnih šipki
- pumpa na dnu bušotine
- pogonski motor



Slika 1: Sustav dubinske pumpe s klipnim šipkama

2.1. Mehanizam dubinske pumpe



Slika 2: Mehanizam dubinske pumpe

Mehanizam dubinske pumpe (njjhalica) je složeni mehanizam konstrukcije koja omogućava prijenos energije od pogonskog motora s rotacijskim gibanjem na klipne šipke s translacijskim (recipročnim) kretanjem.

Najvažniji elementi mehanizma:

- postolje s čvrstim nosačima koji moraju izdržati barem dvostruko veće opterećenje od zadanog
- balansna greda, koja je upeta u nosače, predviđena za maksimalno očekivana opterećenja
- glava njihalice („konjska glava” ili polumjesec), koja je povezana s glatkom šipkom, užetom ili Galovim lancem, a njena zakrivljenost u obliku polumjeseca omogućava okomito gibanje glatke šipke
- utezi (protutezi), kojima se postiže adekvatno uravnoteženje njihalice kako bi se smanjila velika razlika opterećenja na pogonski motor

2. Opis opreme bušotine s dubinskom klipnom pumpom

- ručica, na koju se postavljaju utezi i po kojoj se oni mogu pomicati omogućujući tako efekt uravnoteženja

- ojnica ili ruka njihalice, koja povezuje i pretvara kružno gibanje ručice u translacijsko gibanje balansne grede, odnosno glatke šipke

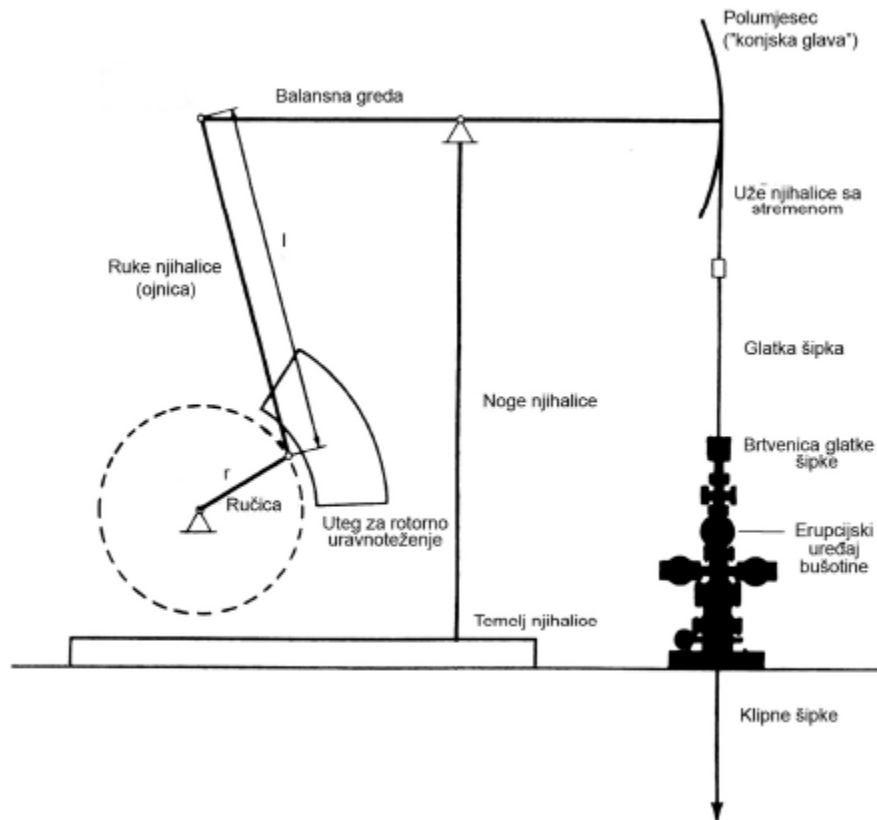
- reduktor, koji služi za pretvaranje relativno velikog broj okretaja pogonskog motora i relativno malog zakretnog momenta u relativno mali broj okretaja i relativno veliki zakretni moment. Prijenos (transmisija) od motora na reduktor omogućava se klinastim remenima od remenice motora do remenice reduktora. Odnos remenice reduktora i motora, kao i broj remena, ovisi o opterećenju, odnosno o učinku uravnoteženja.

Danas postoji više različitih konstrukcija njihalica, međutim, prema API – standardu, većinu možemo svrstati u slijedeće grupe:

- a) konvencionalne (klasične) njihalice s uravnoteženjem preko ručica i utega (*slika 3*) (*Class I Lever System*)
- b) njihalice s uravnoteženjem preko ručica i utega ispred postolja (*slika 4*) (*Lufkin Mark II*)
- c) njihalice sa zračnim uravnoteženjem (*slika 5*) (*Class III Lever System – Air Balanced System*)
- d) njihalice s uravnoteženjem na balansnoj gredi (*slika 6*) (*Beam Balanced System*).

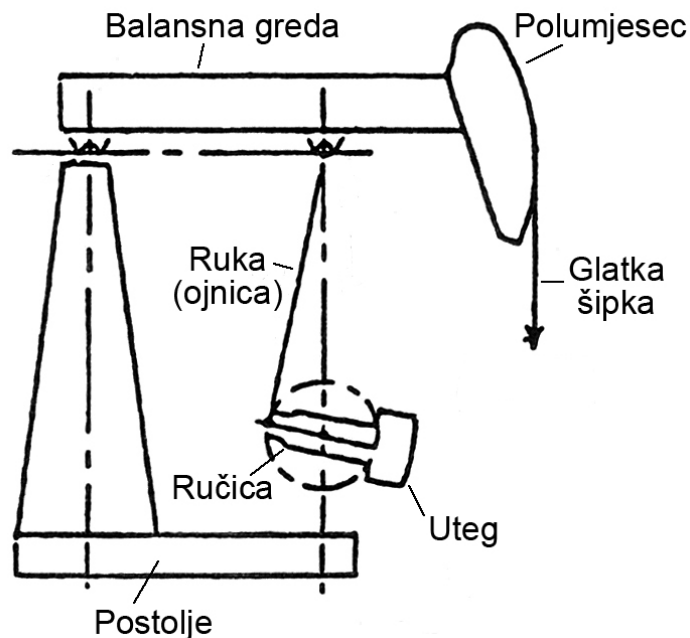
Prvi tip njihalica ujedno je i najrašireniji u praksi, na njima se uravnoteženje postiže pomicanjem utega odgovarajuće težine po duljini ručica.

2. Opis opreme bušotine s dubinskom klipnom pumpom



Slika 3: Konvencionalna (klasična) njihalica s uravnoteženjem preko ručica i utega

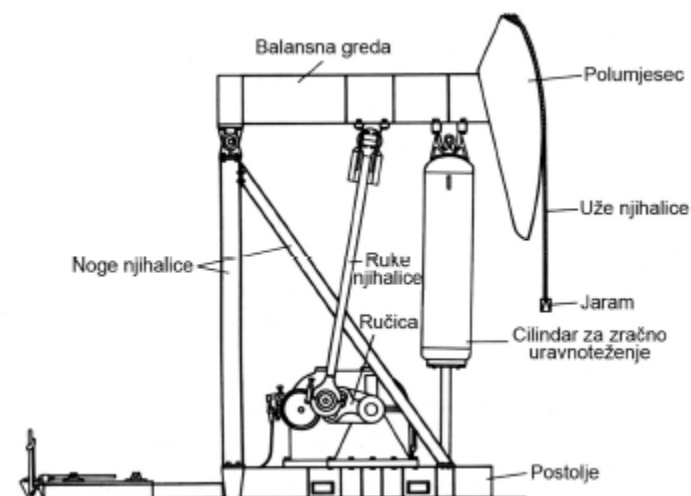
Drugi tip njihalica je u biti isti kao i prvi, s tom razlikom što se u ovog tipa mehanizam ručice i utega nalazi između postolja i „konjske glave”.



Slika 4: Njihalica s uravnoteženjem preko ručica i utega ispred postolja

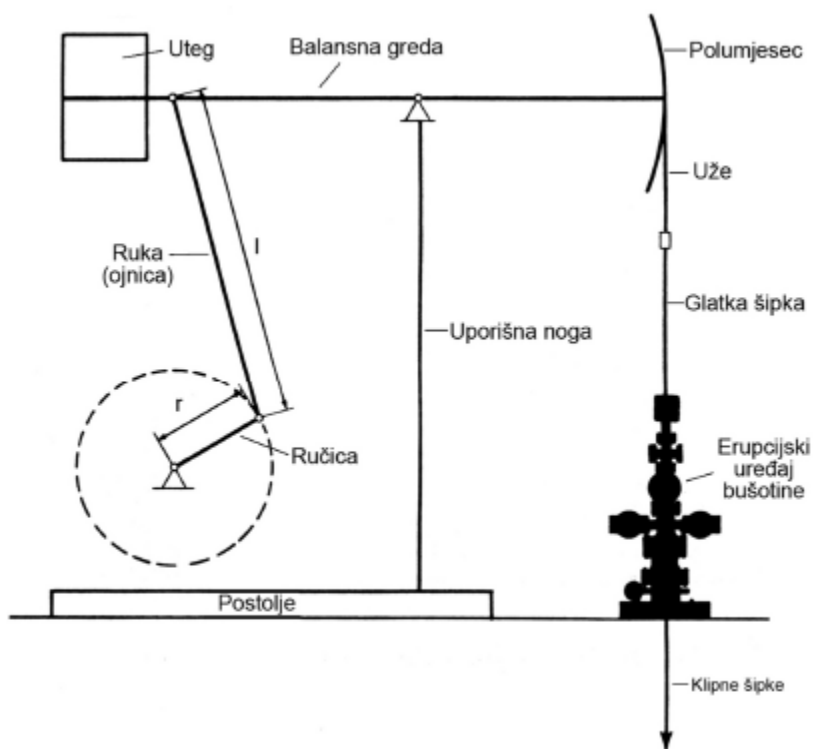
2. Opis opreme bušotine s dubinskom klipnom pumpom

Treći se tip odlikuje zračnim uravnoteženjem, koje se postiže adekvatnim cilindrom i klipom te djelovanjem komprimiranog zraka. Prema tome, tu je nužno imati na raspolaganju zračni kompresor kojim se održava odgovarajući tlak u cilindru.



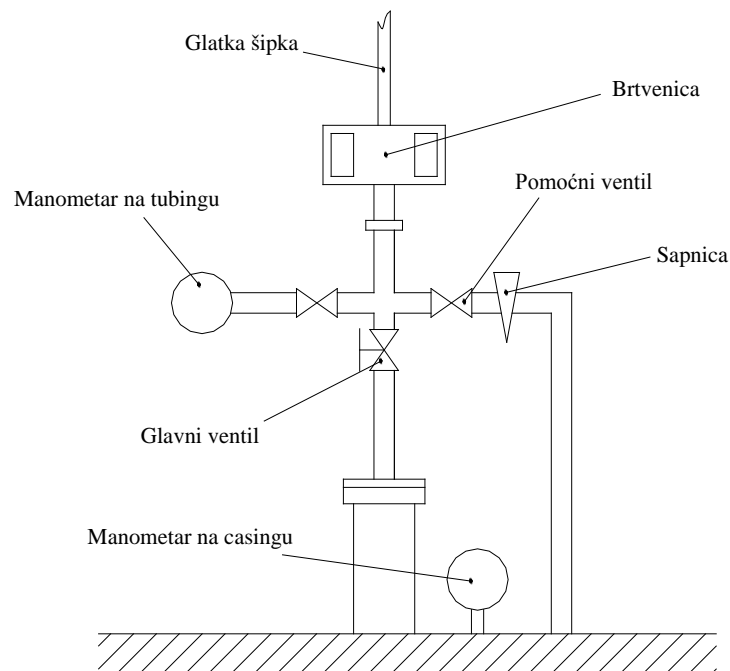
Slika 5: Njhalica sa zračnim uravnoteženjem

Četvrti tip njihalice ujedno je i najstariji, gdje se uravnoteženje postiže pomicanjem utega po balansnoj gredi.



Slika 6: Njhalica s uravnoteženjem na balansnoj gredi

2.2. Erupcijski uređaj



Erupcijski uređaj služi za kontrolu rada bušotine, a nalazi se na ušću bušotine. Važna funkcija opreme ušća bušotine je brtvljenje glatke šipke koja povezuje mehanizam njihalice s klipnim šipkama u bušotini. Da bi se spriječilo propuštanje plina ili kapljevine oko glatke šipke koriste se brtvenice. Brtvenica se sastoji od brtvi zatvorenih u kućište koje osigurava njihovo stlačivanje. Oprema i oblik erupcijskog uređaja razlikuju se ovisno o uvjetima u bušotini.

2.3. Glatka šipka

Glatka šipka, koja se naziva još i polirana šipka, jedan je od najvažnijih elemenata sustava dubinskih crpki, budući da je izložena najvećim opterećenjima, odnosno naprezanjima. Ona preuzima najveću nosivost jer je gornja (opterećena je težinom klipnih šipki i pumpe, težinom stupca tekućine iznad pumpe, te inercijskim i vibracijskim silama u radu pumpe, a k tome je izložena i trenju u brtvenom sustavu). Glatke šipke moraju biti idealnog okruglog presjeka i idealne glatkoće njihovih oplošja. Izrađuju se od hladno vučenog visokokvalitetnog čelika. Uz čelične glatke šipke, u praksi se upotrebljavaju i glatke šipke od staklenih vlakana, i to duljine 9,14 m i 11,43 m. One su pogodne pri vrlo korozivnim uvjetima, a zbog manje specifične mase izazivaju manja opterećenja.

Šuplje čelične glatke šipke upotrebljavaju se također u praksi i to pod uvjetima gdje je kroz njih potrebno utiskivati kemijska sredstva radi sprječavanja procesa korozije, stvaranja parafina, a pri crpljenju teško pokretljivu naftu moguće je razrjeđivati lakšom.

2.4. Klipne šipke

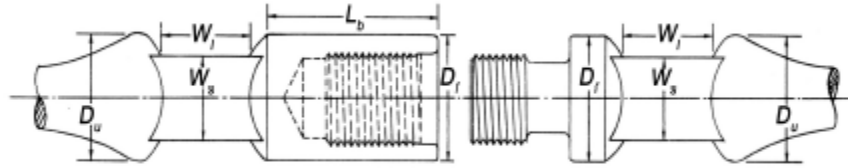
Klipne se šipke izrađuju od punog profila okruglog presjeka visokokvalitetnih čelika i služe za prijenos energije (snage) od površinskog pogonskog uređaja (njihalice) do dubinske crpke. Duljina im se kreće od 7,62 m do 9,1 m, s ojačanim muškim navojima na kraju i dijelom kvadratnog oblika radi zahvata ključevima pri navrtanju i odvrtanju. Dozvoljene tolerancije u dužini iznose 50,8 mm. Za prilagođavanje duljine niza šipki u bušotini koriste se kratke klipne šipke koje su obično duljine 2, 4, 6, i 8 ft (0.61, 1.22, 1.83 i 2.44 m). Presjek klipnih šipki je 5/8'', 3/4'', 7/8'' i 1''. Kemijski sastav čelika od kojeg se izrađuju klipne šipke je različit. Prema sastavu čelika, klipne šipke uglavnom dijelimo na dvije skupine, i to na ugljik – magnezijevu i nikal – molibdenovu skupinu.

Radni vijek klipnih šipki ovisi o kakvoći materijala te o uvjetima rada, tj. o maksimalnom naprezanju, rasponu maksimalnog i minimalnog naprezanja te o broju hodova u minuti, što sve utječe na vrijeme zamora materijala, odnosno na pucanje klipnih šipki.

Opterećenje klipnih šipki raste s dubinom ugrađivanja i s povećanjem presjeka pumpe. Klipne šipke pri vrhu bušotine su najviše opterećene. Upravo se zbog toga pridaje velika važnost pri izradi klipnih šipki i spojnice. Da bi se osigurao duži vijek trajanja klipnih šipki i da bi se izbjegli lomovi istih u bušotini, neophodno je posvetiti punu pažnju prilikom njihovog transporta i skladištenja. Klipne šipke treba vrlo pažljivo održavati, a njihove krajeve, kada su van bušotine, treba uvijek zaštititi zaštitnim poklopcima.

Navoji spojnice se izrađuju tehnologijom hladnog valjanja da bi se postiglo zaostalo tlačno naprezanje u korijenu zuba što daje maksimalnu čvrstoću u obično najslabijoj točki narezanog navoja spojnice i dulji vijek trajanja s obzirom na zamor materijala.

Da bi se smanjilo opterećenje proizvodne opreme moguće je napraviti niz klipnih šipki različitog promjera. Obično se koriste tri različita promjera tako da se niz najmanjeg promjera spaja s pumpom, a zatim slijedi niz srednjeg promjera, dok se niz najvećeg promjera spaja sa glatkom šipkom. Pri tome se pazi da jedinično naprezanje na gornjoj šipki za svaki pojedini promjer bude jednako ili manje od jediničnog naprezanja na gornjoj klipnoj šipki kompletnog niza. Osim na radno opterećenje, prilikom odabira promjera klipnih šipki nužno je obratiti pozornost na promjer cijevi bušotine da bi se omogućio potreban protok tekućine. Klipne šipke također moraju izdržati vlačnu silu prilikom oslobađanja pumpe iz njenog sjedišta.



Slika 8: Klipna šipka

2.5. Dubinska pumpa s klipnim šipkama

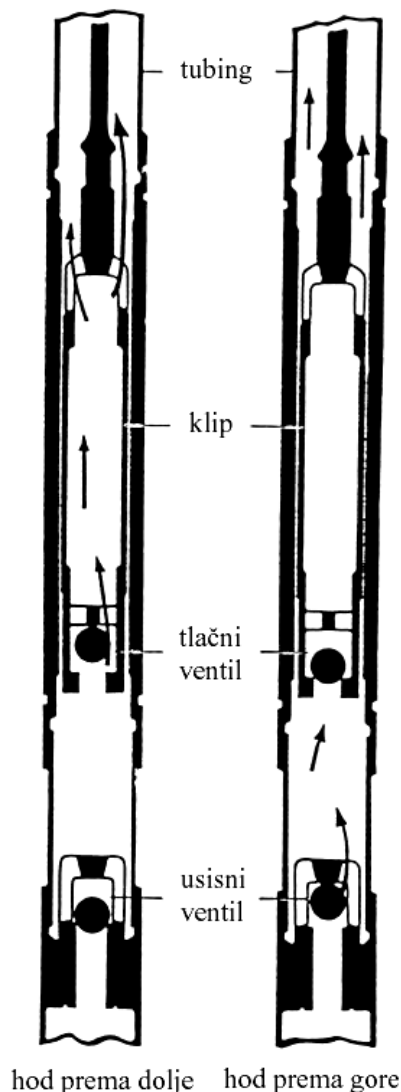
Dubinska pumpa se sastoji od cilindra s usisnim ventilom i klipa s tlačnim ventilom. Postoji nekoliko varijacija njihova oblika, *tubing* (cijevne) pumpe i usadne pumpe.

Općenito, pumpe se ugrađuju na dno bušotine, odnosno na dubinu na kojoj će pumpa ostati uronjena u kapljevinu tijekom crpljenja. Ciklus crpljenja počinje hodom klipnih šipki i klipa u cilindru prema gore. Tlačni ventil na klipu se zatvara, usisni ventil na dnu cilindra se otvara, fluid ulazi u cilindar zauzimajući prostor ispod klipa. Tijekom tog kretanja fluid iznad klipa se potiskuje uzlazno u *tubing* prema površini. Svakim uzlaznim hodom klipa sve više fluida ulazi u *tubing*, sve dok stupac kapljevine ne dosegne ušće bušotine te započne prelijevanje u naftovod.

Pri hodu klipa prema dolje tlačni se ventil otvara, a usisni ventil na dnu cilindra se zatvara ostavljajući u cilindru fluid iznad sebe. Pri kretanju prema dolje fluid u cilindru se potiskuje kroz otvoreni tlačni ventil na vrhu klipa. Kad se klip ponovno podigne, ventil se zatvara i fluid ulazi u *tubing* i tako sve do ušća bušotine.

Razlika između *tubing* pumpe i usadne pumpe je što je kod *tubing* pumpi cilindar sastavni dio niza *tubing* (cijevi), dok se usadna pumpa spušta u bušotinu na kraju niza klipnih šipki. Za sidrenje usadnih pumpi se koriste sklopovi tipa manžete ili mehaničke brtve, a montiraju se na dnu ili vrhu pumpe.

2.5.1. *Tubing* pumpe

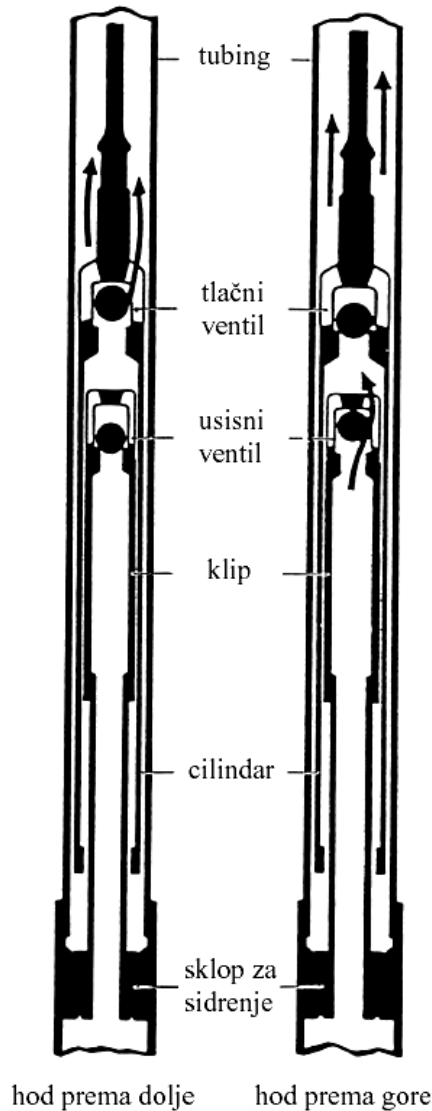


Slika 9: TH tubing pumpa

Tubing pumpe imaju veći promjer otvora, pa pri određenoj duljini hoda i određenom broju hodova postiže se veća dobava fluida u odnosu na usadne crpke. Uz to, sastavljene su od manje radnih dijelova, pa je konstrukcijski jednostavnija i jeftinija. S druge strane, izložena je većem opterećenju, odnosno većem naprezanju klipnih šipki. Zbog specifične izvedbe sa cilindrom, koji se nalazi u nizu *tubinga*, i sjedištem za usisni ventil ispod njega teže se ugrađuju i vade od usadnih pumpi. Tek kad je taj sklop smješten u bušotini može se spustiti sklop klipa s tlačnim ventilom na dno niza klipnih šipki. Obično se usisni ventil spušta spojen na dnu klipa pomoću izvlakača usisnog ventila. Nakon što se usisni ventil smjesti u sjedište, sklop klipa se diže toliko da se oslobodi usisni ventil na dubini jednakoj dnu hoda klipa uvećanom za duljinu istezanja klipnih šipki. Duljina istezanja klipnih šipki ovisi o izvedbi niza klipnih šipki, duljina hoda i broju hodova u minuti.

2.5.2. Usadne pumpe

2.5.2.1. S pokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu



Slika 10: RHT usadna pumpa

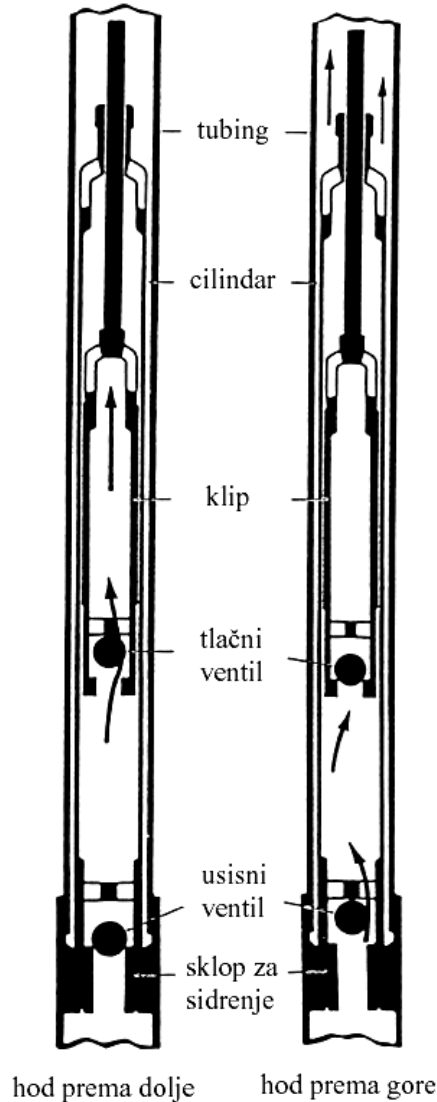
Usadne pumpe s pokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu pojavljuju se u tri izvedbe; RHT, RWT i RST. Kod ovog tipa pumpi je pokretan cilindar, dok je klip usidren za sjedište u nizu *tubinga* pomoću cijevi za izvlačenje. Kretanje cilindra podržava turbulenciju fluida oko brtve sklopa za sidrenje, pa se ovaj tip pumpi često koristi kod bušotina koje daju velike količine pijeska.

Konstrukcija *tubinga* pumpe s velikim otvorenim kućištem i pokretnim cilindrom ne može postići tako dobru kompresiju kao konstrukcija pumpe s nepokretnim cilindrom. Rezultat je manji volumetrijski stupanj djelovanja od pumpe s nepokretnim cilindrom. Zbog dugotrajnijeg prolaska fluida kroz manji usisni ventil dolazi do većeg pada tlaka fluida na ulasku u cilindar. Također, opterećenje na usisnom ventilu pri hodu prema dolje može iskriviti

2. Opis opreme bušotine s dubinskom klipnom pumpom

cijev za izvlačenje koja spaja klip sa sklopom za sidrenje. Zbog toga se pumpe s pokretnim cilindrom rijetko koriste u dubokim bušotinama.

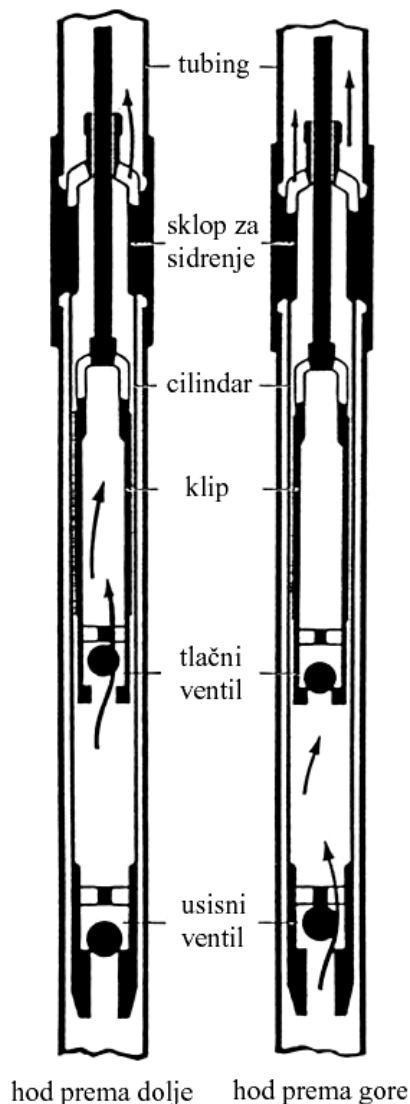
2.5.2.1. *S nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu*



Slika 11: RWB usadna pumpa

Usadne pumpe s nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na dnu izrađuju se u tri izvedbe; RHB, RWB i RSB. Kod ovog tipa pumpi cilindar je u cijevi okružen s nepokretnim bušotinskim fluidom što pogoduje taloženju pijeska ili drugih sedimenata koji potiču koroziju. Ponekad se koristi usisni ventil na dnu da bi se područje oko cilindra održavalo čistim. Ipak, pad tlaka u ventilu može ograničiti punjenje cilindra i dovesti do oslobađanja plina na pogrešnoj strani tlačnog ventila. Izdvajanje slobodnog plina zbog manjeg promjera tlačnog ventila ne utječe na djelotvornost rada pumpe. Kritično mjesto konstrukcije je spoj vretena ventila s nizom klipnih šipki. Ovakve konstrukcije pumpi, uz povoljnu raspodjelu tlakova, omogućavaju rad u dubokim bušotinama.

2.5.2.2. S nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na vrhu



Slika 12: RWA usadna pumpa

Usadne pumpe s nepokretnim cilindrom i sklopom za sidrenje na vrhu izrađuju se u tri izvedbe; RHA, RWA i RSA. Onemogućavaju taloženje pijeska u cijevi oko sklopa za sidrenje zbog protjecanja fluida na tom mjestu. Cilindar pumpe se može koristiti kao plinsko sidro radi bolje separacije plina. Pri silaznom hodu klipa težinu stupca tekućine preuzima usisni ventil i time vlačno opterećuje cilindar pumpe, pa se ovaj tip pumpe ne može koristiti za duboke bušotine. Postoji mogućnost pucanja cilindra kod prekoračenja propisane dubine zbog prevelikog unutarnjeg tlaka pri silaznom hodu pumpe. Smještaj usisnog ventila daje ovim pumpama prednost u bušotinama s niskom razinom kapljevine, jer tijekom eksploatacije ostaju dulje od ostalih tipova pumpi uronjene u kapljevini.

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

3.1. Oblikovanje 3D modela u *Solidworks*-u 2004

SolidWorks 2004 je programski paket koji omogućava oblikovanje, kako jednostavnih tako i vrlo kompliciranih mehaničkih dijelova, te uz pomoć *Microsoft Windows* grafičkog sučelja sve prikaže u trodimenzionalnom prostoru. Ovaj programski paket omogućava inženjerima brzo skiciranje svojih ideja bez upotrebe tradicionalnih alata, te prikaz stvarnog izgleda konstrukcije i vrlo laganu manipulaciju sa njenim dimenzijama, oblikom i izgledom.

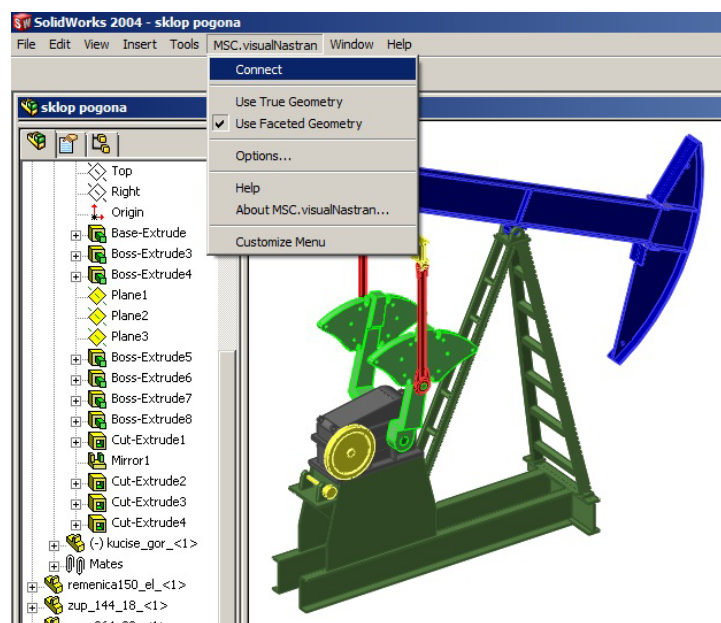
Model izrađen u *SolidWorks*-u sastoji se od:

- *part*-a- pojedinačni dio, izrađen upotrebom jednog ili više *feature*-a;
- *assembly*-a- cjelina koja se sastoji od više *part*-ova;
- *drawing*-a- 2D prikaz *part*-a ili *assembly*-a (tehnički crtež)

3.2. Povezivanje *Solidworks*-a s *visual.Nastran Desktop*-om

MSC.visualNastran Desktop je programski paket koji omogućava kinematičku i dinamičku analizu mehanizama, te vrlo realno simulira gibanja mehanizma kao i djelovanje opterećenja. Program se može povezati sa CAD programskim paketima kao što su: *SolidWorks*, *ProEngineer*, *Inventor*, *SolidEdge* i *Mechanical Desktop* a parametre se mogu povezati s *Matlab*-om.

Nakon što je cijeli sklop modeliran povezivanje se vrši preko izbornika *MSC.visualNastran* u *Solidworks*-u (slika 13).



Slika 13: Povezivanje *Solidworks*-a i *visualNastran Desktop*-a

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

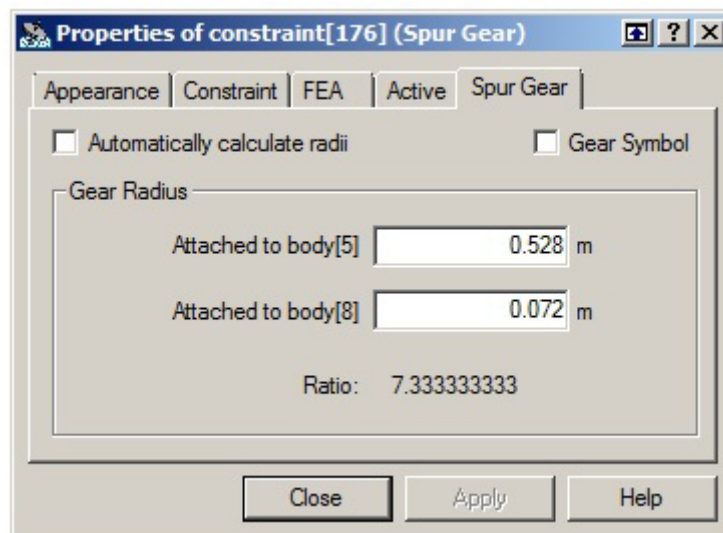
VisualNastran Desktop prepoznaje sve definirane veze sklopa iz *Solidworks*-a i prilagođava ih prema svojim postavkama. Sklop je u *Solidworks*-u definiran da nema slobode kretanja pa je potrebno neke veze preoblikovati pomoću alata *Constraint Navigator* (slika 14).



Slika 14: *Constraint Navigator*

Kod mehanizma dubinske pumpe korištene su sljedeće veze:

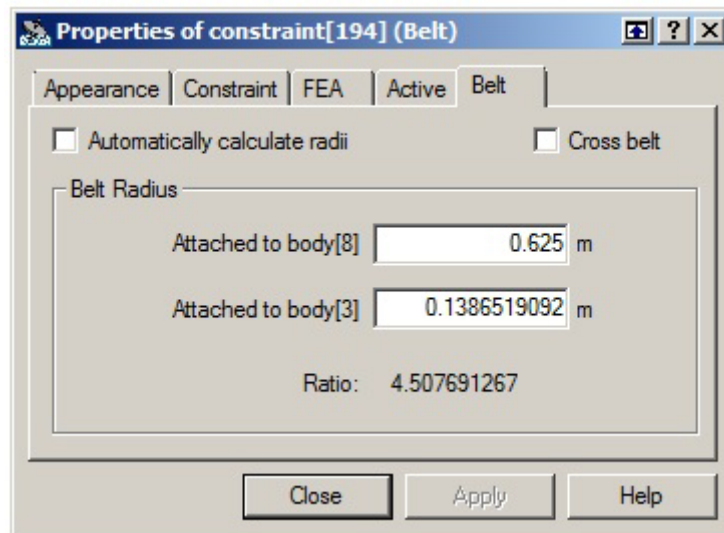
- *Revolute Joint*:
Dozvoljava zakret oko jedne od tri osi.
- *Rigid Joint*:
Čvrsta veza u kojoj se dva povezana tijela ponašaju kao jedno.
- *Spherical Joint*:
Dozvoljava zakret oko sve tri osi.
- *Revolute Joint on Slot*:
Dozvoljava zakret oko jedne osi i pomak po jednoj osi.
- *Spur Gear*:
Zupčani prijenos između dva tijela. Moguće je mijenjati polumjere pogonskog i gonjenog člana (slika 15).



Slika 15: *Spur Gear*

- *Bevel Gear*:
Remenski prijenos između dva tijela. Moguće je mijenjati polumjere pogonskog i gonjenog člana te se može odabrati križni ili otvoreni remen (slika 16).

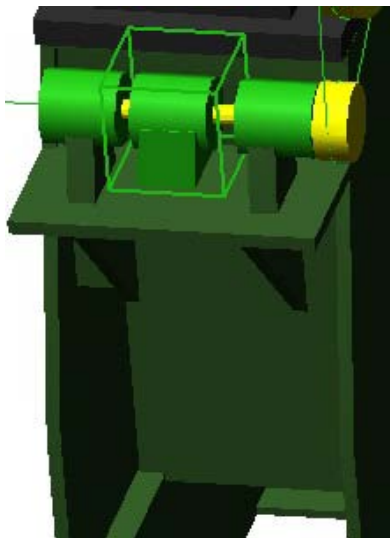
3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



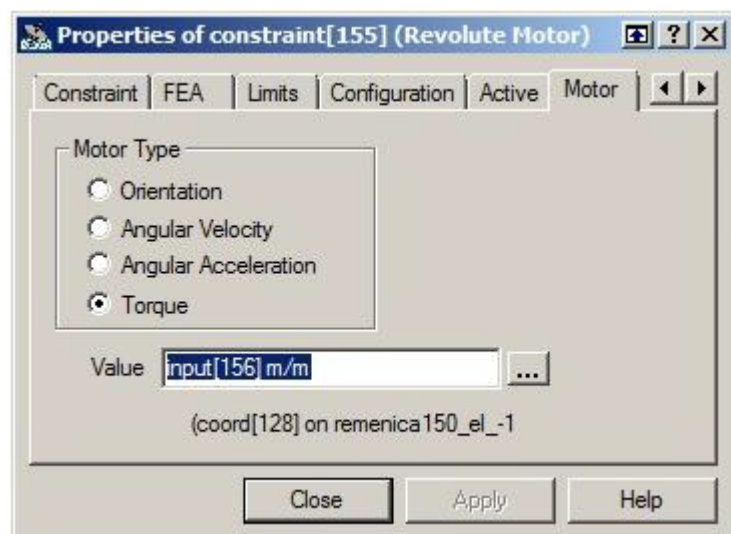
Slika 16: Belt Gear

- *Revolute Motor:*

Služi za definiranje pogonskog člana mehanizma. U ovom primjeru je za to odabrana osovina remenice koja snagu prenosi preko remenskog prijenosa do reduktora (*slike 17 i 18*).



Slika 17: Remenica s pogonskim momentom

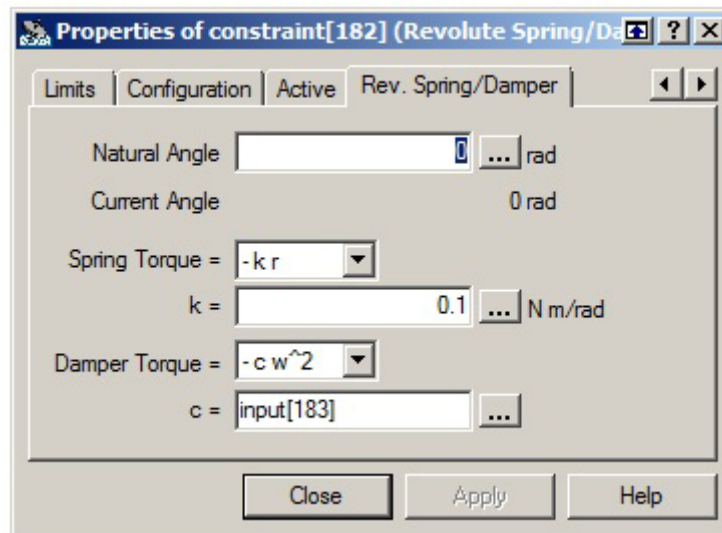


Slika 18: Sučelje za definiranje maksimalne i minimalne vrijednosti okretnog momenta

- *Revolute Spring/Damper:*

Gubici koji se javljaju tokom rada mehanizma su definirani tako da se na izlazno vratilo reduktora postavi prigušni element koji ovisi o kvadratu brzina (*slika 19*).

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



Slika 19: Definiranje gubitaka

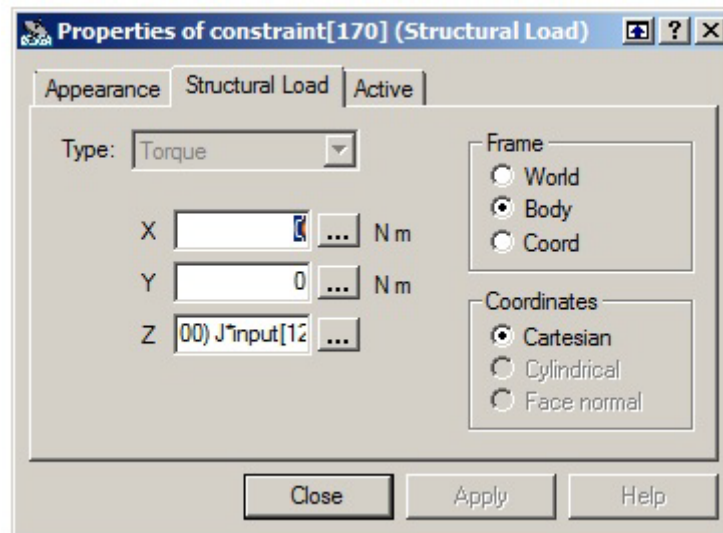


Slika 20: Pregled svih veza visualNastran Desktop-a

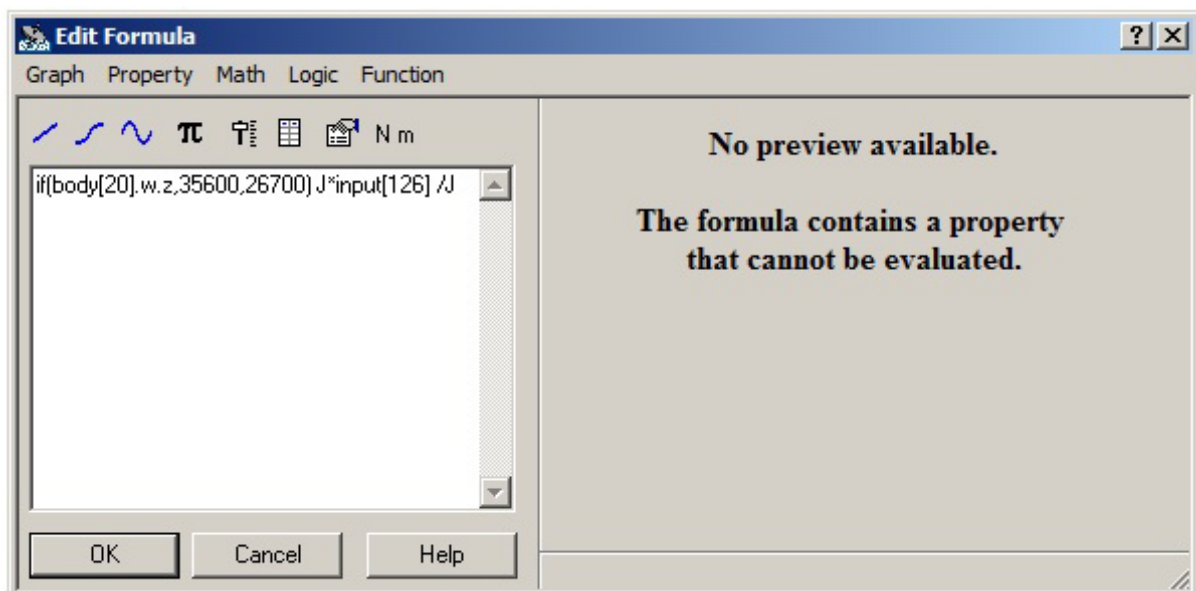
3.3. Sila glatke šipke

Sila iz bušotine koja preko glatke šipke opterećuje mehanizam definira se kao moment na balansnoj gredi. Kako sila koja djeluje na glatku šipku nije konstantna, nego se mijenja ovisno o smjeru hoda klipa pumpe koja se nalazi u bušotini, moment je potrebno definirati da je promjenjiv u ovisnosti o hodu klipa. Moment se može definirati oko bilo koje osi i u više koordinatnih sustava. Ovaj moment je definiran oko osi z lokalnog koordinatnog sustava (slika 21) koji se odnosi na samo tijelo.

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



Slika 21: Sučelje za definiranje momenta



Slika 22: Sučelje za definiranje momenta kao logičku funkciju

Da bi moment bio promjenjiv, potrebno ga je definirati kao logičku funkciju *if*. Moment je sada ovisan o gibanju balansne grede (*body [41]*) čija je kutna brzina ovisna (*w.z*) o gibanju klipa pumpe u bušotini:

$$\text{if}(\text{body}[41].w.z, 35600, 26700) J * \text{input}[126] / J \quad [1]$$

Kada se klip pumpe giba prema gore, moment iznosi 356000 Nm, a kada se klip giba prema dolje moment iznosi 257000 Nm. *Input[126]* je *slider* sa čijim iznosom se množi moment (*slika 23*).



Slika 23: Input [126]

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

Svi rezultati dobiveni ovom analizom u *visualNastran Desktop*-u biti će prikazani u dijagramskom obliku. Programski paket *visualNastran Desktop* također omogućava da se svi podaci iz dijagrama vrlo lako prebace u tablični oblik, odakle se mogu povezati s drugim dostupnim alatima poput *Microsoft Excel*-a.

Jedna od mana *visualNastran Desktop*-a je postavljanje karakteristike elektromotora, koja se može definirati na sljedeće načine:

- definiranje okretnog momenta kao konstantnu varijablu
- definiranje kutne akceleracije kao konstantnu varijablu
- definiranjem kutne brzine kao konstantnu varijablu
- definiranjem rotacije motora

Niti jedno rješenje ne omogućuje istovremenu kontrolu kutne brzine i okretnog momenta elektromotora. Zbog toga će se kontrola elektromotora vršiti pomoću *Simulink*-a koji je sastavni dio programskog paketa *Matlab*.

3.4. Kontrola pogonskog elektromotora u *Simulink*-u

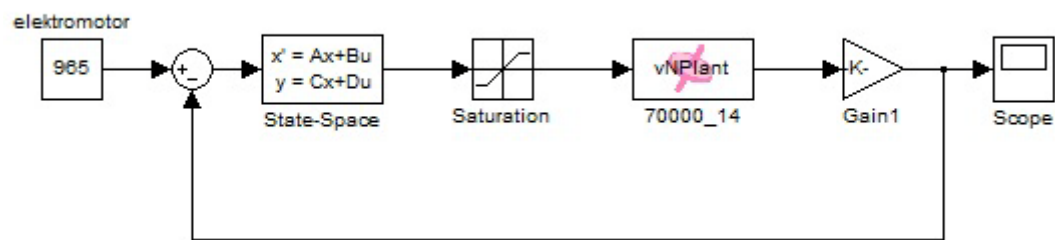
Simulink je dio programskog paketa *Matlab* i alat je za modeliranje, simuliranje i analiziranje dinamičkih sustava. Podržava linearne i nelinearne sustave modelirane kako u kontinuiranom tako i u diskretnom vremenu.

Modelira se pomoću grafičkih blokova koje se spajaju u blok dijagrame. *Simulink* sadrži bogatu biblioteku generatora ulaznih pobuda, prikazivača izlaznih varijabli, linearnih i nelinearnih komponenti sustava te konektora a kompleksniji blokovi se mogu zatražiti od *The Mathworks* i drugih tvrtki.

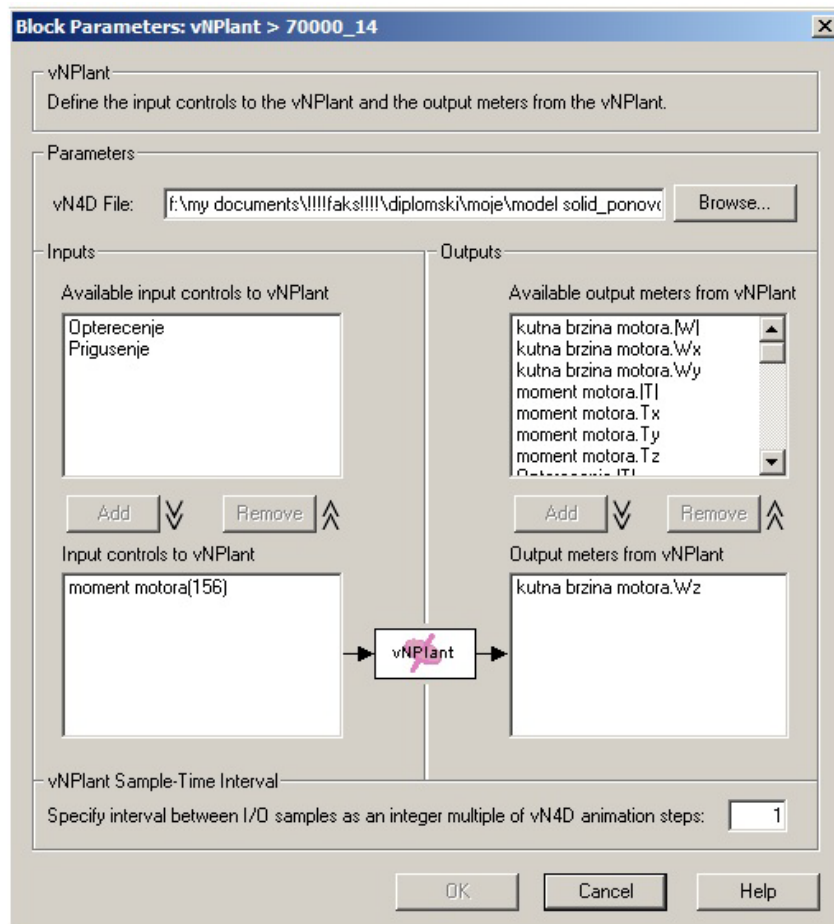
Simulink se povezuje s *visualNastran Desktop*-om preko bloka *vNPlant*, koji daje prikaz svih ulaznih varijabli koje su definirani u *visualNastran Desktop*-u preko *slidera*, kao i svih izlaznih varijabli koje su definirani pomoću dijagrama (*slika 25*).

U *visualNastran Desktop*-u moment elektromotora se definira ili kao konstanta (mehanizam ubrzava do beskonačnosti) ili da teži nuli, što u stvarnosti nije moguće. Potrebno je na moment utjecati tako da se on mijenja ovisno o opterećenju mehanizma prema zadanim karakteristikama elektromotora. *Simulink* preko bloka *vNPlant* mijenja moment na elektromotoru i tako utječe na kutnu brzinu elektromotora, koja je definirana kao izlazna varijabla.

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



Slika 24: Model u Simulink-u



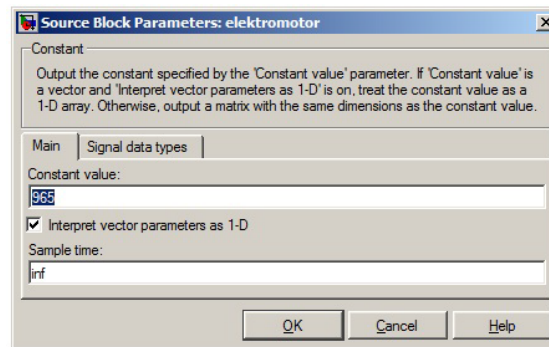
Slika 25: Sučelje vPlant bloka za povezivanje s visualNastran 4D-om

3.4.1. Korišteni blokovi

a) Constant

Služi za definiranje pobudne funkcije. U ovom slučaju je to nazivni broj okretaja elektromotora koji je konstantan i iznosi 965 o/min (slika 26).

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



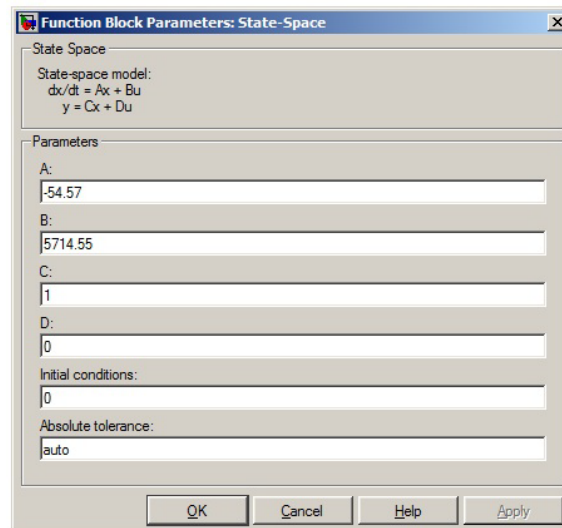
Slika 26: Definiranje bloka Constant

b) Sum

Služi kod ispisivanja jednadžbi gibanja u *Simulink*-u za zbrajanje ili oduzimanje članova, dok može služiti i za ispravljanje greške kod regulacijskog kruga.

c) State Space

Služi za linearizaciju mehaničke karakteristike asinkronog elektromotora $n = f(M)$. Mijenjajući vrijednosti matrica A, B, C i D se dio mehaničke karakteristike oko nazivnog broja okretaja zamjenjuje pravcem. U ovom slučaju označavaju nagib tangente pravca (matrica A) i odsječak pravca na osi M (matrica B). Matrica C u ovom slučaju služi za definiranje veličine koraka kojim će se mijenjati moment (slika 27).



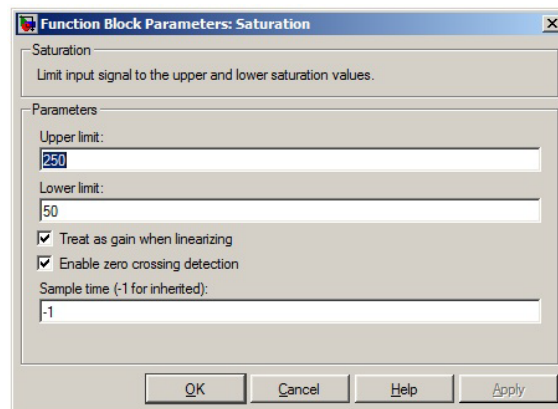
Slika 27: Definiranje bloka Constant

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

d) *Saturation*

Promjena momenta elektromotora mora biti u području od 50 Nm do 250 Nm. To ograničenje elektromotora se napravilo pomoću bloka *Saturation* u kojemu se mogu mijenjati parametri za gornju i donju granicu (*slika 28*).

Ovaj blok omogućuje definiranje donje i gornje granice signala. Ako se signal nalazi unutar tih granica prolazi dalje sa istom vrijednošću, a ako je izvan granica vrijednost signala se smanjuje ili povećava. Područje rada elektromotora je između 50 i 250 Nm.

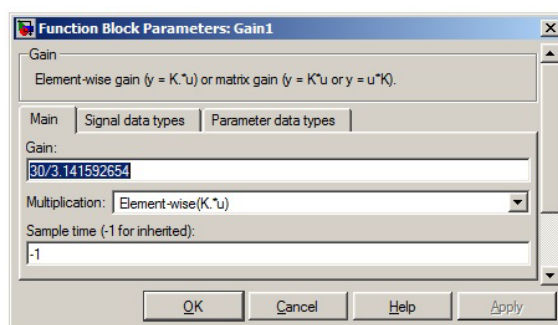


Slika 28: Definiranje bloka *Saturation*

e) *Gain*

Gain množi ulazni signal sa određenom konstantom (*gain*). Ulaz i *gain* mogu biti skalari, vektori i matrice.

U ovom blok dijagramu je kao *output* (izlaz) uzeta kutna brzina pa se ulazni signal množi sa $30/\pi$ da bi se dobili brojevi okretaja (*slika 29*).



Slika 29: Definiranje bloka *Gain*

f) *Scope*

Prikazuje ulazni signal u ovisnosti o vremenu.

3.5. Proračun naprezanja, deformacija i pomaka pomoću programskog paketa *Catia V5R18*

U programskom paketu *CATIA*, primjena metode konačnih elemenata se obavlja u aplikacijama *Advanced Meshing Tools* i *Generative Structural Analysis*. U aplikaciji *Advanced Meshing Tools* se vrši odabir i prilagodba mreže konačnih elemenata na potrebnom modelu. Tako se može birati između pravokutnih i trokutnih elemenata koji pak mogu biti linearni i parabolični.

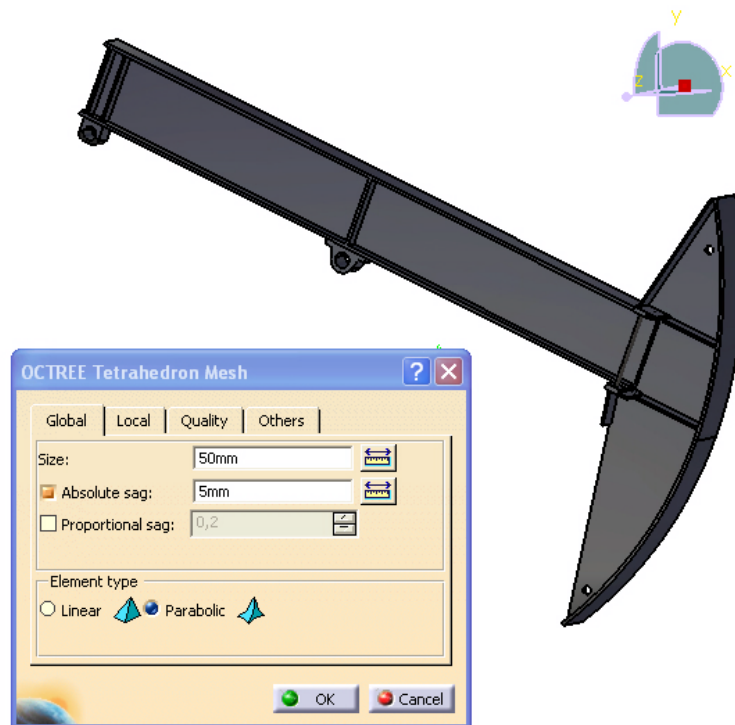
Prije same analize potrebno je u *part design*-u je definirati materijal (*slika 30*). Nakon toga se može koristiti aplikacija *Generative Structural Analysis*.



Slika 30: Odabir materijala za analizu

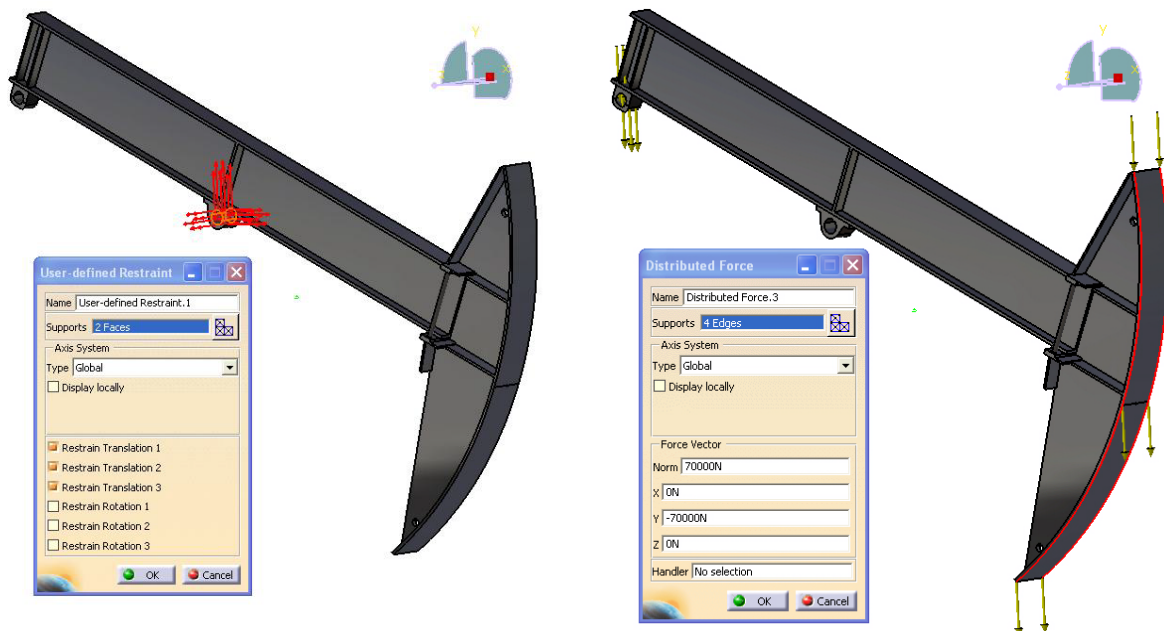
Nakon što se odredi vrsta i veličina elemenata mreže, ona se automatski generira (*slika 31*).

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe



Slika 31: Definiranje mreže

Rubni uvjeti se definiraju na način da se mogu zabraniti translacije i rotacije oko osi, za odabranu točku ili površinu. Opterećenja se mogu definirati kao tlak, moment, koncentrirane sile i površinske sile (slika 32). Kao rezultati analize se mogu prikazati deformacije po osima, pomaci po osima te naprezanja koje djeluju na dio ili sklop.



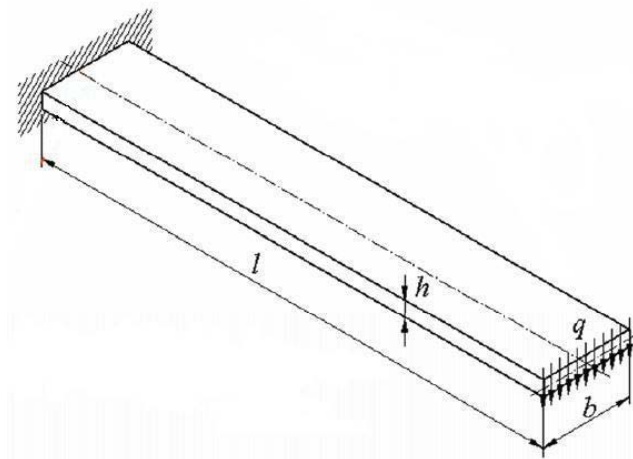
Slika 32: Definiranje rubnih uvjeta

3.5.1. Usporedba analitičkog rješenja i rješenja dobivenog s metodom konačnih elemenata

Primjer 3D konzole:

Odrediti progib slobodnog kraja konzole i maksimalno naprezanje na nosaču, kako je prikazano *slikom 33*. Geometriju konzole diskretizirati s trodimenzionalnim konačnim elementima, a koncentriranu silu F koja djeluje na slobodnom kraju konzole zamijeniti s površinskim kontinuiranim opterećenjem.

Zadano: $F=0.6 \text{ N}$, $l=100 \text{ mm}$, $b=12 \text{ mm}$, $h=1 \text{ mm}$, $E=200 \text{ GPa}$, $\nu=0.3$



Slika 33: Primjer 3D konzole

3.5.1.1. Analitičko rješenje

$$q = \frac{F}{b \cdot h} = \frac{0.6}{0.012 \cdot 0.001} = \frac{50000 \text{ N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{Fl}{I} \cdot \frac{h}{2} = \frac{0.6 \cdot 100}{1} \cdot \frac{1}{2} = 30 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 1^3}{12} = \text{mm}^4$$

$$w = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{0.6 \cdot 100^3}{3 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 1} = 1 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{Fl^2}{2EI} = \frac{0.6 \cdot 100^2}{2 \cdot 200 \cdot 10^3 \cdot 1} = 0.015 \text{ rad} = 0.8594^\circ$$

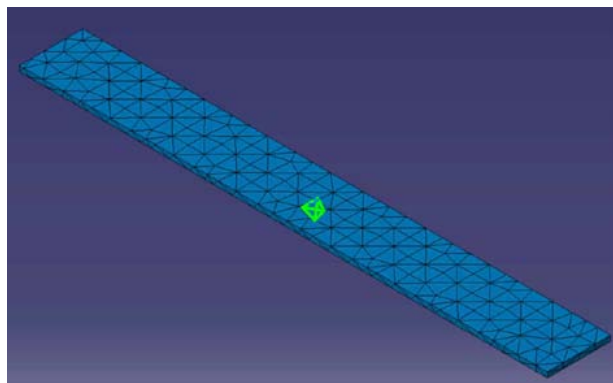
3.5.1.2. Rješenja u CATIA-i

U CATIA-i su napravljene dvije analize, sa obje vrste elemenata, te je dana njihova usporedba. *Slikom 34* prikazana je mreža sa linearnim elementima veličine 3 mm. Na *slici 35* je prikazano uklještenje i sila kojom je opterećena ova konzola. Nakon linearne analize, ista je provedena sa paraboličnim elementima, što se također može vidjeti na slikama u nastavku. Na

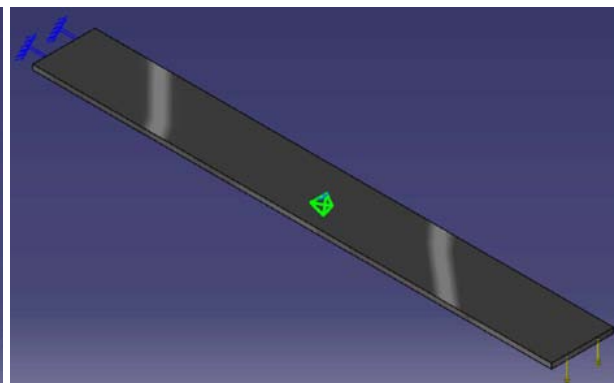
3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

kraju je napravljena *tablica 1*, u kojoj se može vidjeti usporedba rezultata, te na kraju usporedba greške.

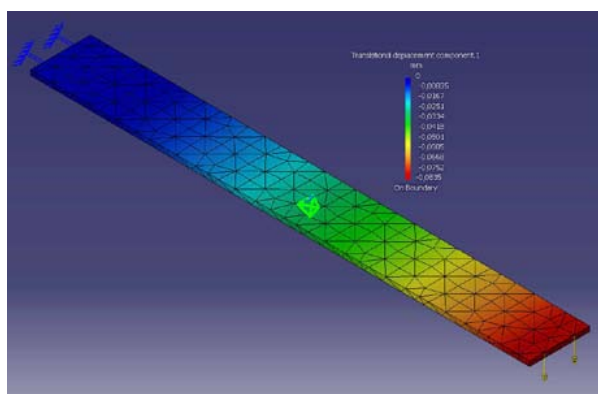
Linearni elementi



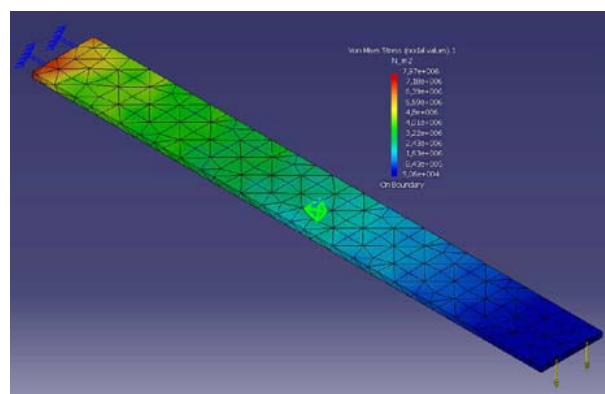
Slika 34: Prikaz linearne mreže



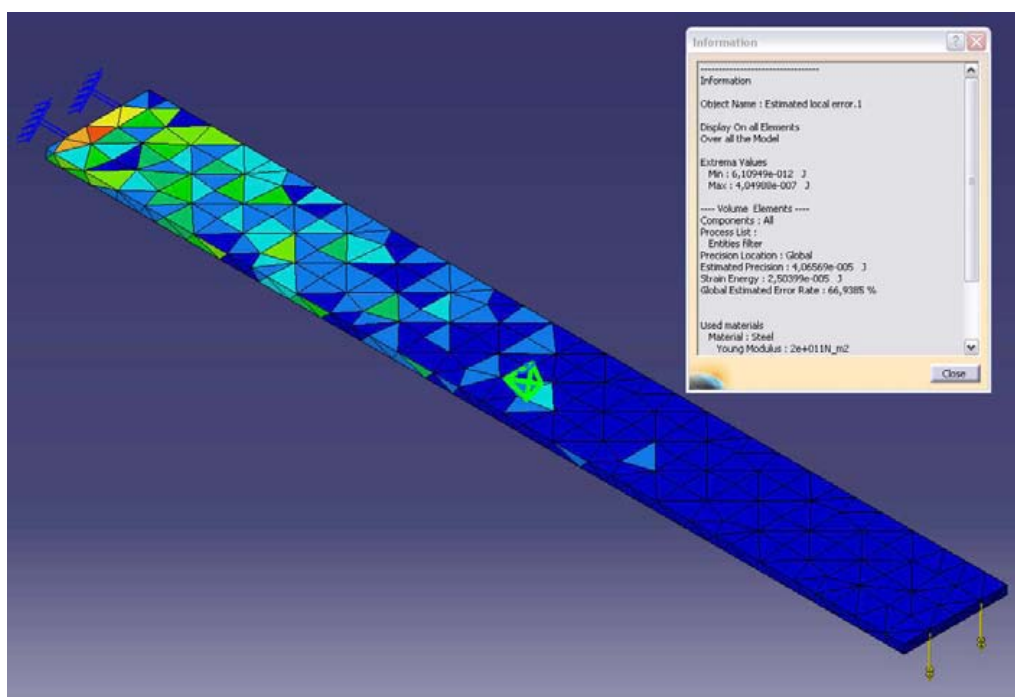
Slika 35: Prikaz uklještenja i sile



Slika 36: Prikaz pomaka pri linearnim elementima



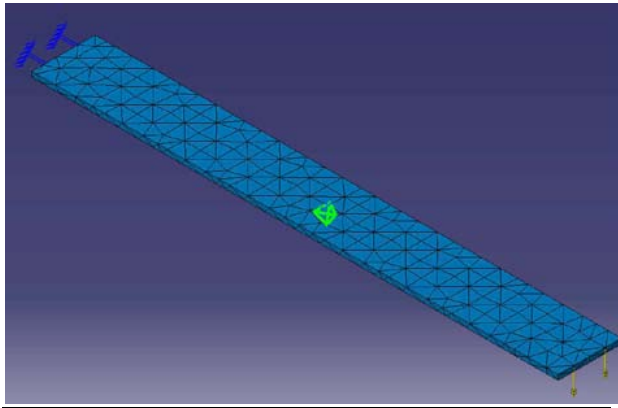
Slika 37: Prikaz naprežanja pri linearnim elementima



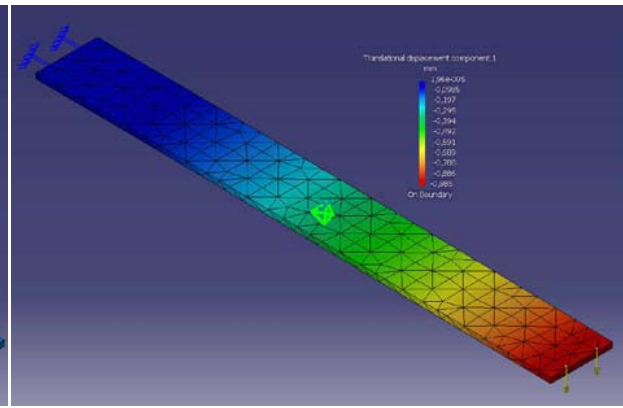
Slika 38: Prikaz postojeće greške s linearnim elementima

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

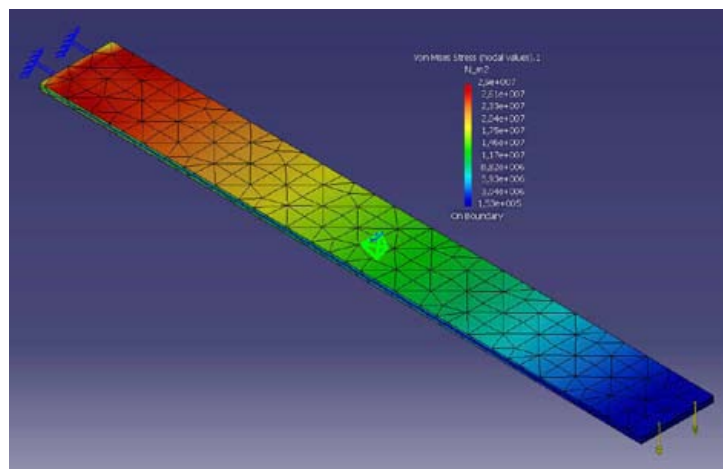
Parabolični elementi



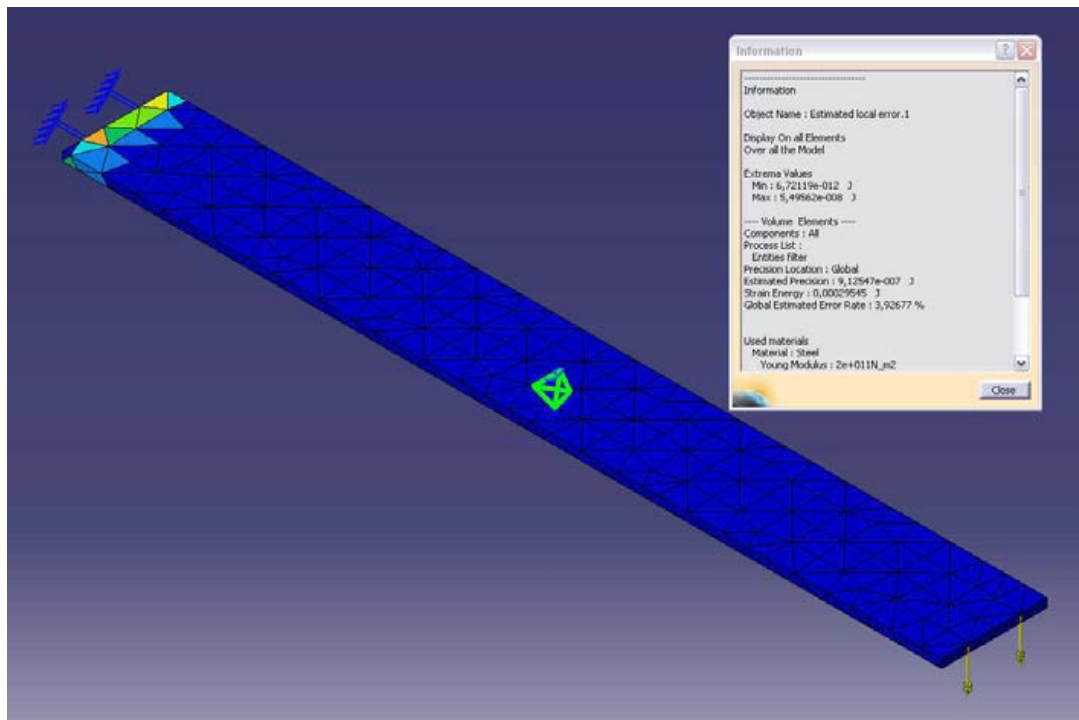
Slika 39: Prikaz parabolične mreže



Slika 40: Prikaz pomaka kod parabolične mreže



Slika 41: Prikaz naprezanja kod parabolične mreže



Slika 42: Prikaz postojeće greške kod paraboličnih elemenata

3. Izrada modela mehanizma dubinske pumpe

	Linearni elementi	Parabolični elementi
Broj elemenata	800	800
Broj čvorova	350	1847
Vrijednost maksimalnog pomaka [mm]	0,0835	0,985
Vrijednost naprežanja po Von Mises-u [N/m ²]	$7,97 \times 10^6$	$2,9 \times 10^7$
Greška [%]	66,94	3,93

Tablica 1: Usporedba linearnih i paraboličnih elemenata

Kao što se može vidjeti iz rezultata koji su prikazani *tablicom 1*, rezultati dobiveni paraboličnim elementima su puno točniji. Rezultati dobiveni sa paraboličnim elementima se mogu uspoređivati sa analitičkim rezultatima, te se mogu uzeti u obzir kao vjerodostojni.

4. Osnovni dijelovi mehanizma dubinske pumpe

Osnovni dijelovi mehanizma dubinske pumpe, na koje ćemo obratiti najveću pažnju pri ovoj analizi, su:

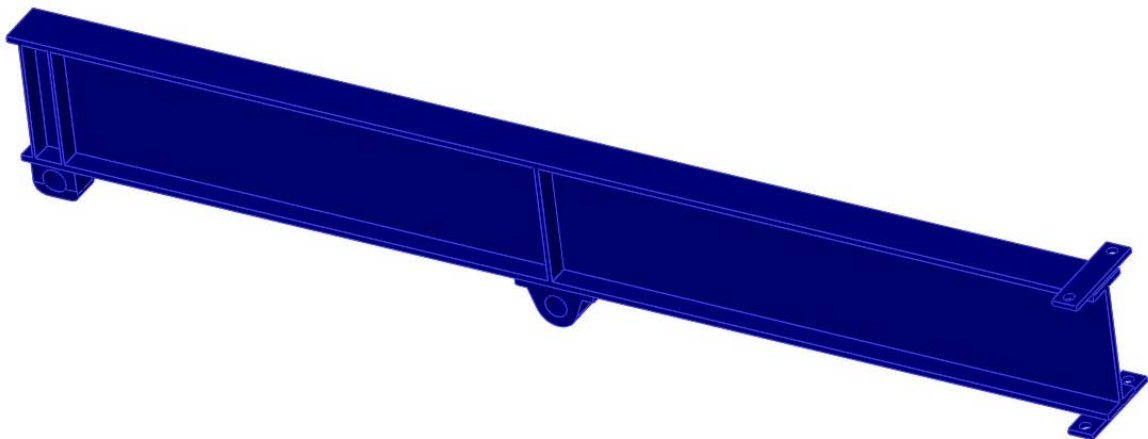
- Balansna greda
- Konjska glava
- Poprečna greda
- Spojna poluga
- Okretna ruka sa protuutezima
- Elektromotor

4.1. Balansna greda

Ima ulogu prijenosnika oscilatornog gibanja konjske glave. Spojena je sa nosačem grede preko ležaja na sredini, a na kraju grede je preko ležaja spojena za poprečnu polugu, koja je preko poluga pričvršćena za okretne ruke na kojima su postavljeni utezi za rotorno uravnoteženje. Predviđena je za maksimalno očekivana opterećenja.

Napravljena je iz HEM profila, a na nju su dodavani prihvatci za konjsku glavu i ležaji za pričvršćenje na nosivu konstrukciju te poprečnu gredu.

U sredini i na kraju je dodatno učvršćena dodavanjem ukruta u obliku rebra. Gabaritne mjere balans grede su 7520×520×1060 mm, a masa oko 3900 kg.

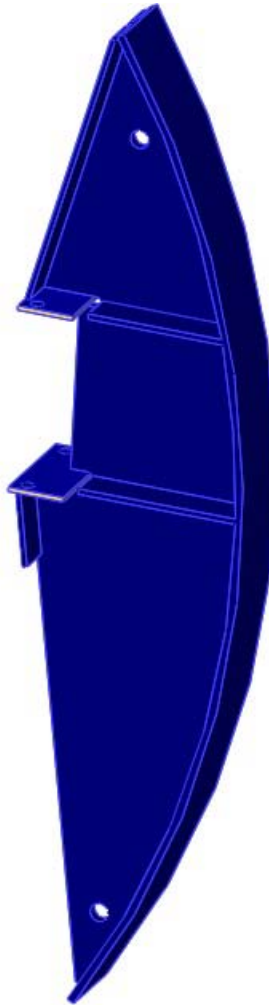


Slika 43: Balansna greda

4.2. Konjska glava

Konjska glava s balans gredom služi za prijenos kružnog gibanja statora elektromotora u pravocrtno gibanje sklopa klipnih šipki. Za konjsku glavu se pomoću užadi veže glatka šipka. Zakrivljenost u obliku polumjeseca omogućava okomito kretanje glatke šipke. Užad služi da bi se glatka šipka mogla izvlačiti iz bušotine, koja prenosi gibanje na klipne šipke. Veza između balans grede i konjske glave se ostvaruje pomoću vijaka.

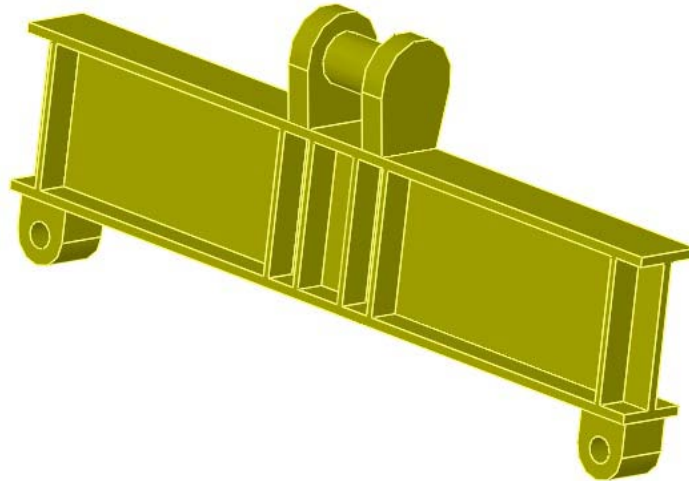
Napravljena je od limova. Dio po kojemu prelazi uže za spajanje konjske glave sa glatkom šipkom je isto tako lim koji se savija po promjeru od 9840 mm. Gabaritne dimenzije konjske glave su 1240×460×5250 mm.



Slika 44: Konjska glava

4.3. Poprečna greda

Na sredini s gornje strane se spaja sa balansnom gredom, a na krajevima je spojena s polugama koje su spojene sa okretnim rukama na reduktor. Napravljena je od HEM profila. Gabaritne dimenzije poprečne grede su 2500×220×524 mm, a masa oko 800 kg.



Slika 45: *Poprečna greda*

4.4. Spojna poluga

Poluga je najkritičniji član mehanizma dubinske pumpe. Ona povezuje poprečnu gredu i ručku reduktora. Zbog težina tijela koja povezuje, uz djelovanje sile glatke šipke na konjsku glavu, poluga je dio mehanizma koji je najviše opterećen i koji prenosi najveće opterećenje.

Napravljena je od I profila na čijim krajevima se nalaze uške za spoj sa poprečnom gredom i okretnom rukom.

Gabaritne dimenzije su 3280×80×210 mm, a masa oko 180 kg.



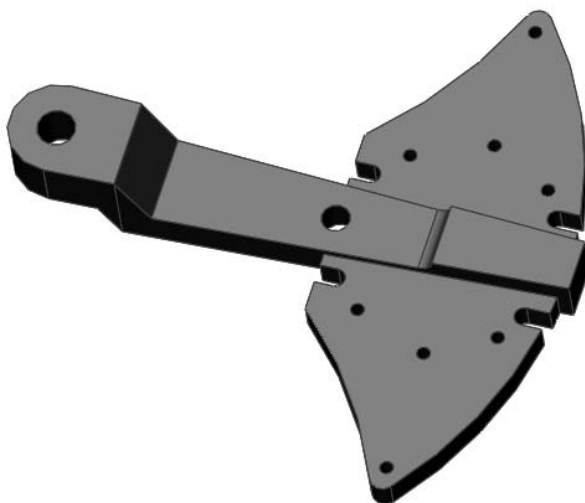
Slika 46: *Poluga*

4.5. Okretna ruka sa protutegom

Okretna ruka putem poluga pretvara kružno gibanje u oscilatorno. Protutezi imaju ulogu uravnoteženja opterećenja mehanizma s obzirom na opterećenje na strani dubinske pumpe, sa svrhom smanjivanja velikih razlika opterećenja koja djeluju na pogonski motor.

4. Osnovni dijelovi mehanizma dubinske pumpe

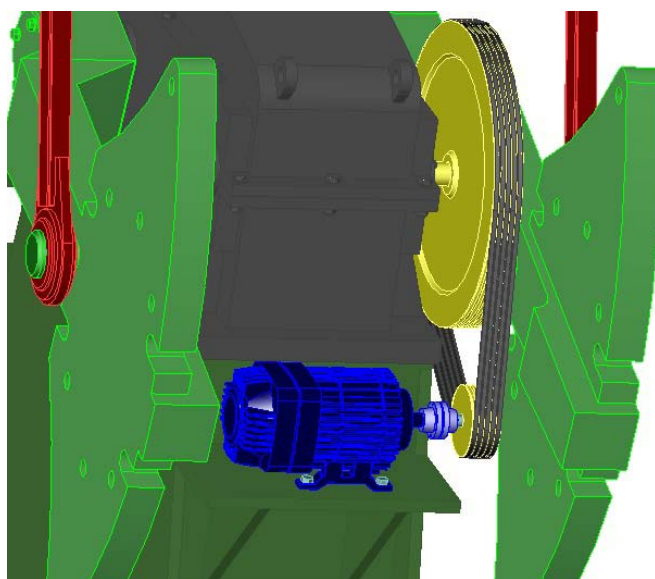
Gabaritne dimenzije okretne ruke i protuutega su $4000 \times 760 \times 2740$ mm, dok je masa jednog protuutega 1070 kg, a masa ručke reduktora oko 2000 kg.



Slika 47: Okretna ruka

4.6. Elektromotor s reduktorom

Mehanizam dubinske pumpe pogonjen je asinkronim trofaznim elektromotorom nazivnog broja okretaja 965 okr/min, dimenzija $865 \times 498 \times 294$ mm i mase oko 70 kg. Na osovini statora elektromotora se nalazi remenica promjera 277,78 mm. Prijenosni omjer remenskog prijenosa je 4.5. Gonjena remenica se nalazi na ulaznom vratilu reduktora, a promjera je 1250 mm. Remenice su napravljene s pet utora za klinasto remenje. Reduktor je dvostupanjski s prijenosnim omjerom 29,3; dimenzija $2310 \times 1100 \times 1495$ mm; razmakom između vratila od 600 mm i 660 mm. Masa reduktora sa zupčanicima je oko 8000 kg. Na izlazno vratilo reduktora se spajaju ručke protuutega.



Slika 48: Elektromotor sa remenicama

5. Kinematička analiza mehanizma

Kinematika je grana mehanike koja proučava gibanje tijela ne uzimajući u obzir sile pod čijim se djelovanjem to gibanje zbiva.

Mehanizam je skup tijela namijenjen za pretvaranje jednog gibanja (pogonskog člana) u drugo (gonjenog člana). Spoj dvaju članova mehanizma koji omogućava relativno gibanje među članovima mehanizma nazivamo kinematičkim parom. Kod ravninskih mehanizama mogu postojati samo kinematički parovi s jednim i dva stupnja slobode gibanja.

Mehanizmi dubinskih pumpi mogu se za potrebe kinematičke analize promatrati kao ravninski četverozglobni mehanizam. Svaki od članova mehanizma predstavlja sklop koji se sastoji od više dijelova. Članovi mehanizma dubinske pumpe vrše rotaciju oko nepomične osi, a to je gibanje pri kojem sve točke tijela pri gibanju opisuju kružne putanje oko osi koja se naziva os rotacije. Inače je osnovni zadatak svakog mehanizma pretvorba gibanja pogonskog člana u gibanje radnog člana.

Za analizu mehanizma dubinske pumpe s klipnim šipkama koristit će se mehanizam dubinske pumpe oznake 912-365-168 proizvođača "Đure Đakovića". Njihalice se inače označavaju deveteroznamenkastim brojem, gdje prva tri broja označavaju maksimalni zakretni moment na izlaznom vratilu reduktora, druga tri broja označavaju maksimalno opterećenje na glatkoj šipci, zadnja tri broja označavaju maksimalni hod njihalice (izražene u librama i inčima).

Tehničke karakteristike pumpe 912-365-168:

$F_{\text{gla}_{\text{max}}} = 166000 \text{ N}$ - maksimalno opterećenje na glatkoj šipci

$M_{\text{ok}_{\text{max}}} = 105072 [\text{N m}]$ - maksimalni moment na izlaznoj osovini reduktora

$L_{\text{h}_{\text{max}}} = 4270 [\text{mm}]$ - maksimalna dužina hoda

$L_{\text{h}_{\text{sr}}} = 3660 [\text{mm}]$ - srednja dužina hoda

$L_{\text{h}_{\text{min}}} = 3050 [\text{mm}]$ - minimalna dužina hoda

$i_{\text{red}} = 1 : 29.3$ - prijenosni omjer reduktora

$i_{\text{rem}} = 1 : 4.5$ - prijenosni omjer remenskog prijenosa

$D_{\text{rem}} = 1250 [\text{mm}]$ - promjer pogonske remenice

$z_{\text{rem}} = 5$ - broj remenja

5. Kinematička analiza mehanizma dubinske pumpe

$S_{\max} = 10.53 [\text{hod/min}]$ - maksimalni broj hodova u minuti

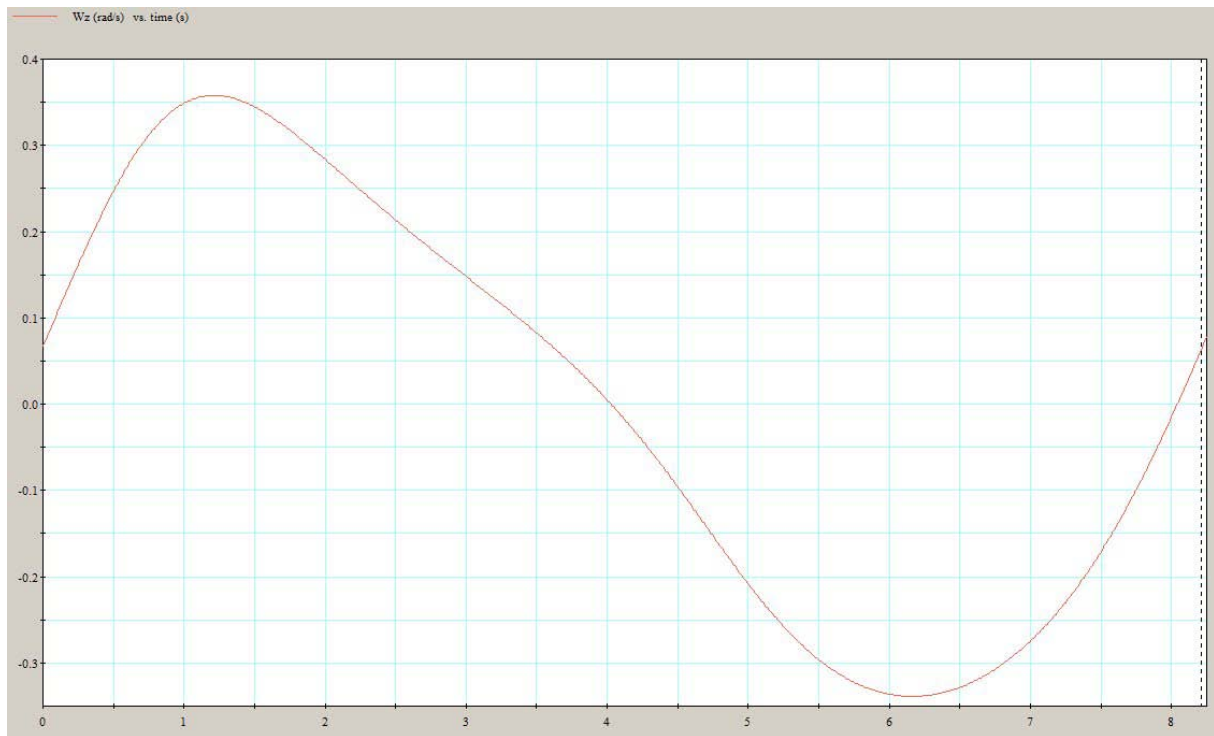
$S_{\min} = 5.9 [\text{hod/min}]$ - minimalni broj hodova u minuti

$n_N = 965 [\text{okr/min}]$ - nazivni broj okretaja elektromotora

5.1. Brzine i ubrzanje članova mehanizma

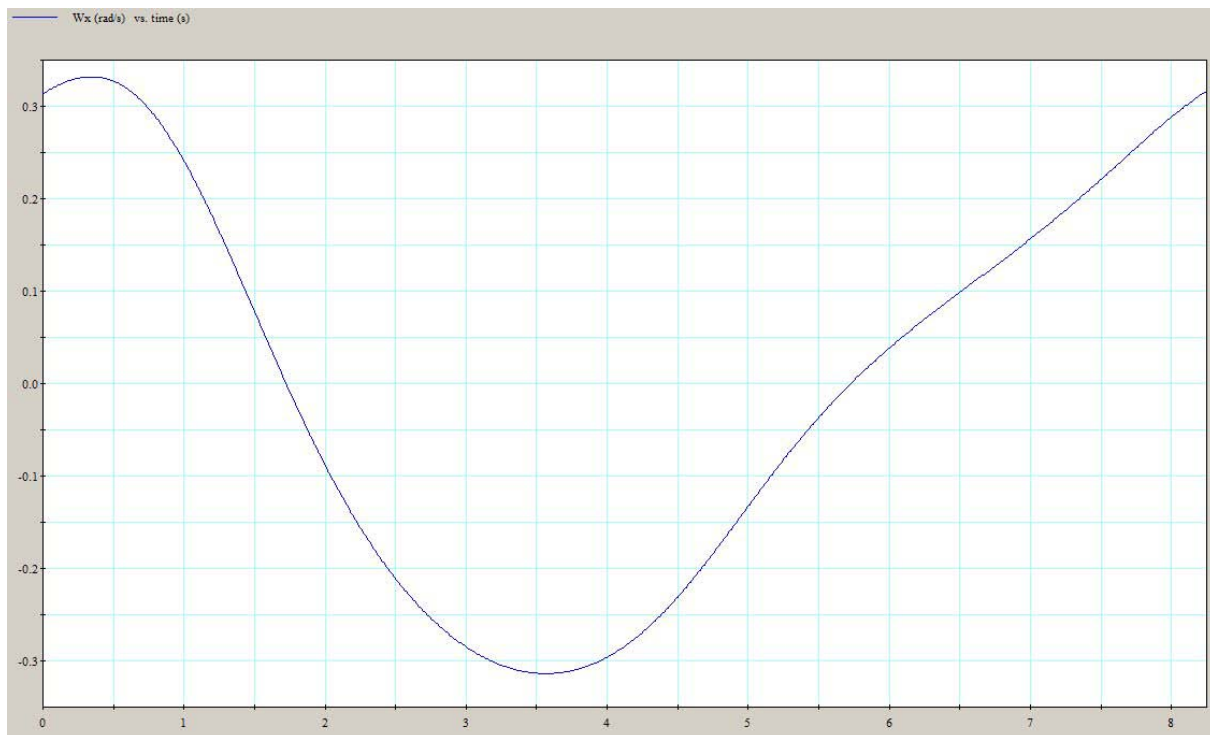
Kinematička analiza se provodila sa konstantnim brojem okretaja pogonskog člana (elektromotora) od 965 okr/min, a kao odziv su dobiveni dijagrami kutnih brzina i ubrzanja članova koji su karakteristični za kinematičku analizu.

Na članove mehanizma nisu djelovale nikakve sile niti su se javljali ikakvi gubici koji bi utjecali na gibanje mehanizma.

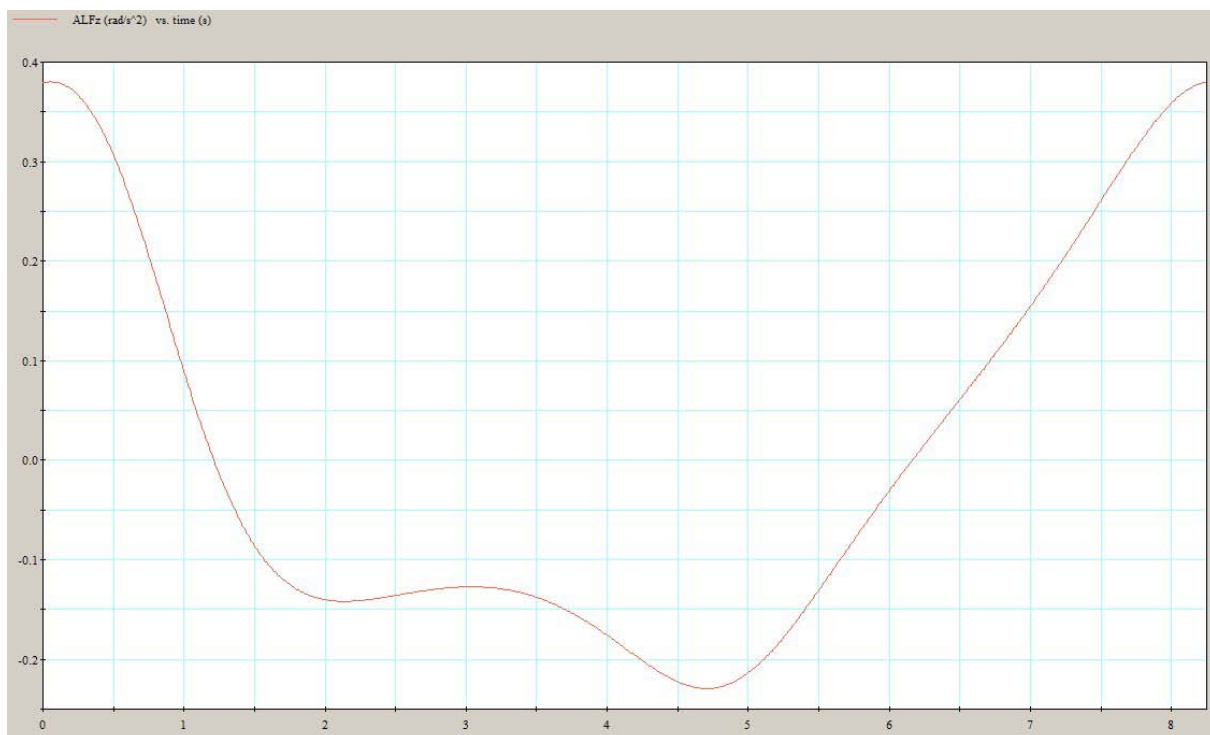


Slika 49: Dijagram kutne brzine konjske glave i balans grede

5. Kinematička analiza mehanizma dubinske pumpe

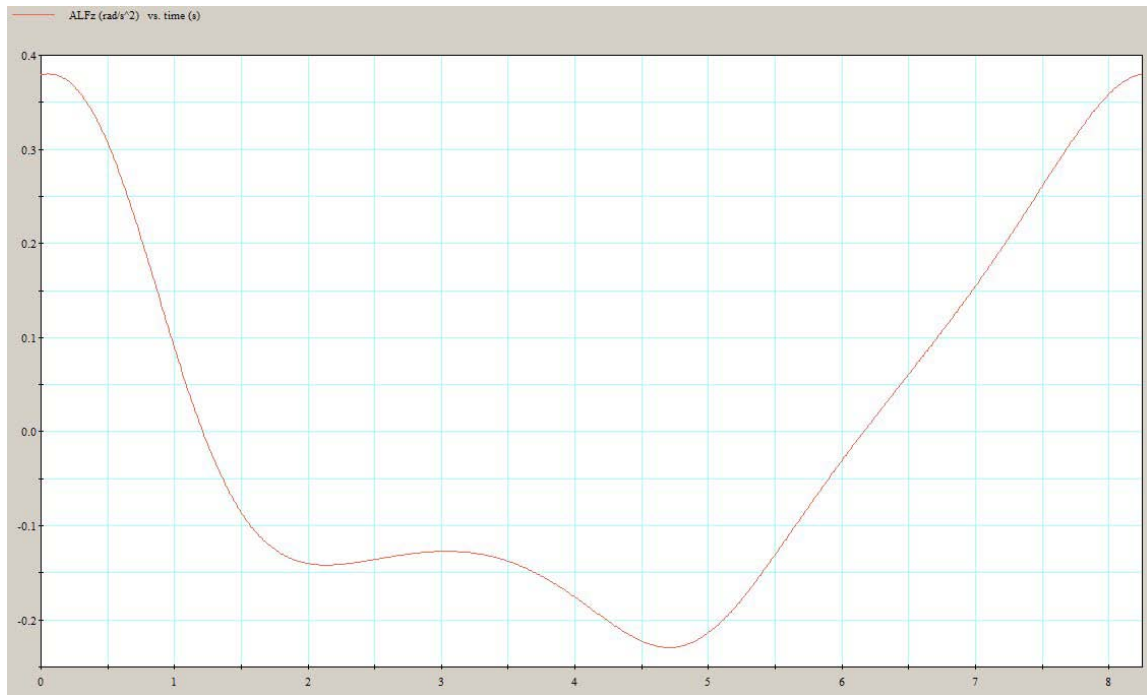


Slika 50: Dijagram kutne brzine poprečne grede i poluge



Slika 51: Dijagram kutnog ubrzanja konjske glave i balans grede

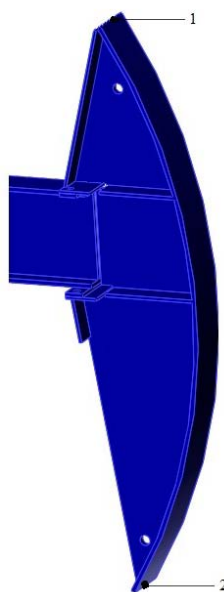
5. Kinematička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 52: Dijagram kutnog ubrzanja poprečne grede i poluge

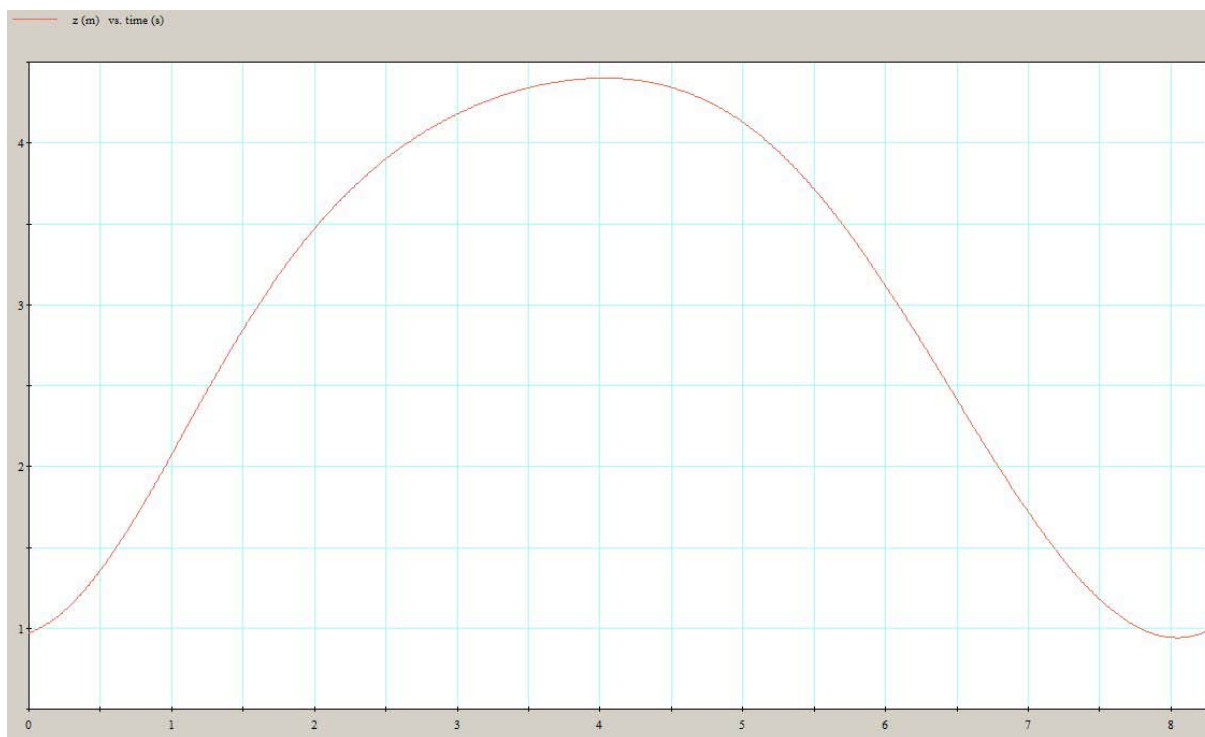
5.2. Pomaci konjske glave

Pomak konjske glave se prati tako što definiraju dvije točke, jedna na vrhu konjske glave (točka 1 na slici 53), a druga na njenom dnu (točka 2 na slici 53). Na taj način dobiva se maksimalni i minimalni pomak konjske glave (prikazanoj vrijednosti potrebno je zbrojiti 7,185 m zbog visine globalnog koordinatnog sustava) prikazan preko dijagrama. Najveću visinu koju dostiže točka 1 iznosi 12,045 m a najmanju visinu koju dostiže točka 2 iznosi 3,281 m.

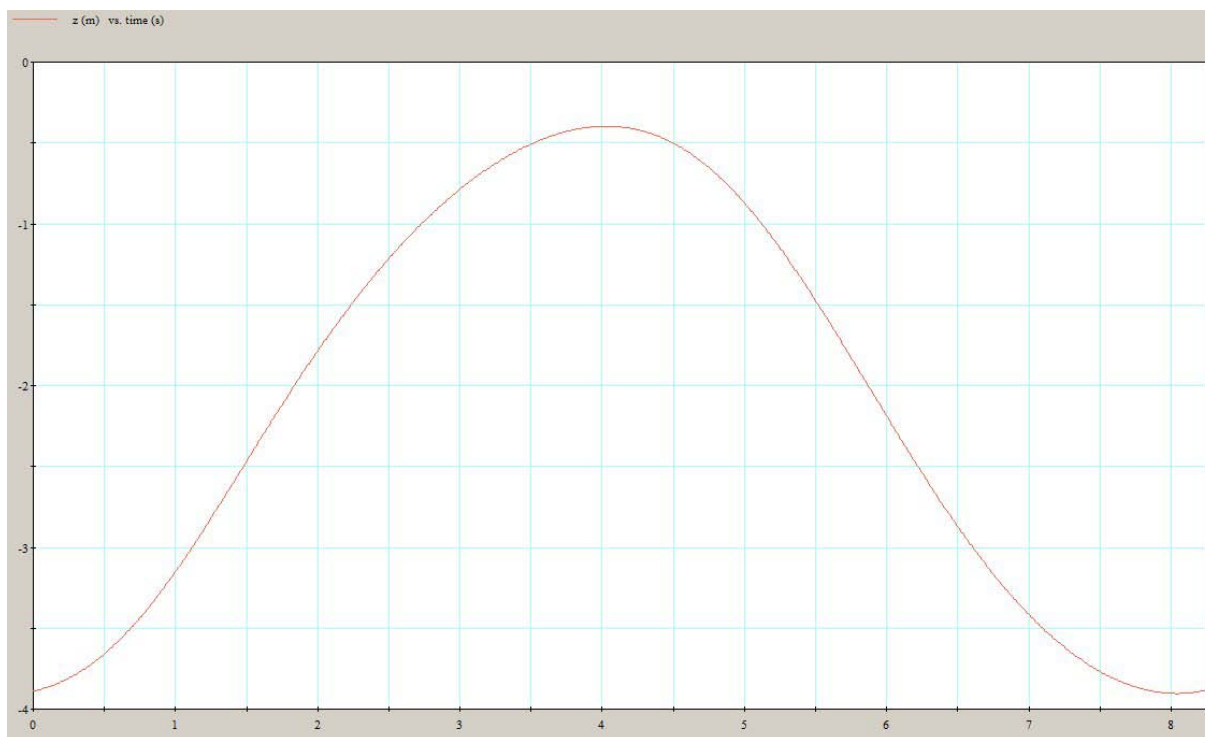


Slika 53: Položaj točaka na konjskoj glavi

5. Kinematička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 54: Pomak točke 1



Slika 55: Pomak točke 2

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

Dinamika proučava gibanje tijela u odnosu na uzroke tog gibanja (sile, momente itd.). Kao osnovni zadatak dinamičke analiza mehanizama postavlja se proučavanje vanjskih, unutarnjih i inercijskih sila što se pojavljuju kod mehanizama tijekom njihovog rada. Dinamika uz to proučava rad tih sila kod funkcije mehanizama. Iz kinematičke i dinamičke analize proizlaze dva osnovna zadatka:

- 1) Na osnovu mehaničkog sistema i polja sila koje djeluju na zatvoreni mehanički kinematički sistem, traži se gibanje kinematičkog sistema
- 2) Zadano je stanje gibanja mehaničkog sistema, a traže se sile koje izazivaju to gibanje

Pogonske sile i momenti, sile i momenti otpora, težine članova mehanizma i sile elastičnih elemenata spadaju u aktivne sile mehanizama. Najčešće se mogu procijeniti ili su poznate, a pošto djeluju izvana na mehanizam nazivaju se i vanjskim silama. Reakcije među članovima mehanizma su unutrašnje sile jer se pojavljuju kao reakcije na djelovanje vanjskih sila. One nisu poznate jer su posljedica djelovanja aktivnih sila i momenata, te ubrzanja članova mehanizma. Na gibanje mehanizama najviše utječu pogonske sile i momenti, te sile i momenti otpora.

Programski paket *visualNastran Desktop* prepoznaje sve težine dijelova sklopa i omogućuje zadavanje i mijenjanje svojstva materijala. Osim toga omogućuje zadavanje aktivnih sila i momenata koje djeluju na mehanizam kao i izračunavanje reakcija u osloncima, koje su posljedica tih istih aktivnih sila. To uvelike pomaže pri izvođenju ove dinamičke analize, budući da nije potreban nikakav analitički proračun.

6.1. Opterećenja koje djeluju na mehanizam dubinske pumpe

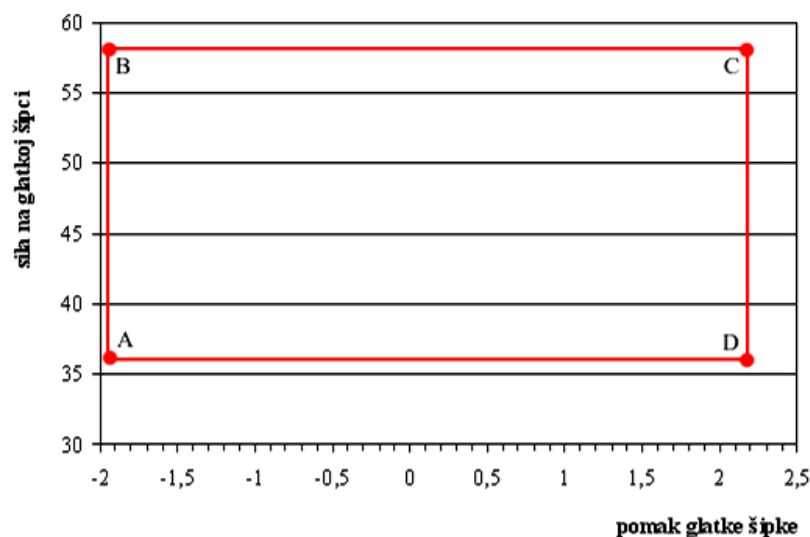
Opterećenja koja djeluju na mehanizam tokom ove analize su sljedeća:

- 1) Sila na glatkoj šipci
- 2) Težina sklopa klipnih šipki
- 3) Pogonski moment elektromotora
- 4) Inercijske sile

6.1.1 Sila na glatkoj šipci

Sile naprezanja klipnih šipki se određuju pomoću dinamografa. To je uređaj za mjerenje opterećenja glatke šipke u toku spuštanja i podizanja klipnih šipki. Dinamograf se montira na glatkoj šipci i služi za registriranje opterećenja glatke šipke. Prilikom hoda glatke šipke prema gore i dolje, registriraju se sile naprezanja klipnih šipki u obliku dijagrama.

Idealni dinamogram (*slika 56*) prikazuje sistem s 100% efikasnošću rada. Točka A je početak hoda prema gore. Radni ventil se zatvara, a opterećenje na niz šipki se povećava trenutno od A do B zbog opterećenja fluida. Od točke B do C opterećenje na niz klipnih šipki je konstantno dok se niz podiže. Točka C je kraj ulaznog hoda, gdje se radni ventil otvara, usisni ventil zatvara, a opterećenje fluida se prenosi na *tubing*. Opterećenje na niz klipnih šipki trenutno pada od točke C do D. Pri silaznom hodu od točke D do A opterećenje na niz klipnih šipki ostaje konstantno.

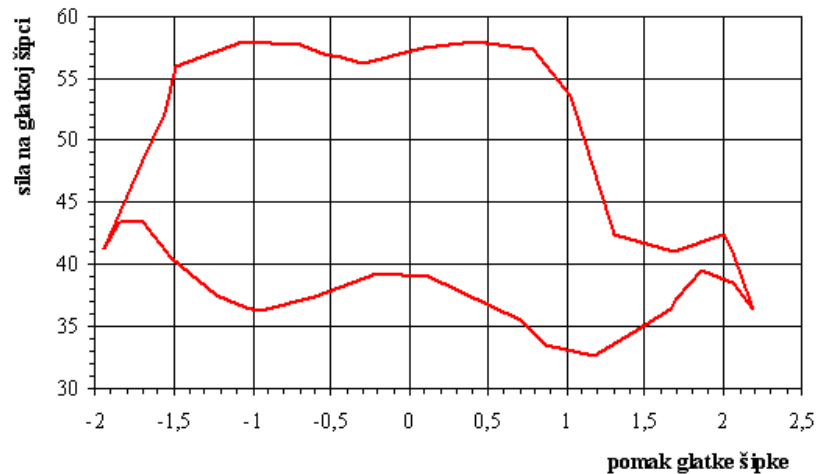


Slika 56: Idealni dinamogram

Kod stvarnog dinamograma (*slika 57*) su uključene i druge sile koje djeluju na krivulju dinamograma, a to su: vibracije niza klipnih šipki, dinamički efekti i rad pumpe. Pri hodu prema dolje glatka šipka će se pomaknuti na određenu udaljenost prije nego što se radni ventil otvori, isto tako će se pomaknuti na neku udaljenost i pri hodu prema gore prije nego što se radni ventil zatvori. Ovo pomicanje se događa zbog stezanja i istežanja klipnih šipki i *tubinga* uslijed djelovanja opterećenja, pa bi idealni dijagram trebao izgledati kao paralelogram, ali jer su to male vrijednosti mogu se zanemariti.

Dinamograf je najpouzdanije sredstvo za kontrolu rada dubinske pumpe, a temelji se na provjeri oblika dijagrama u odnosu na stvarni dijagram.

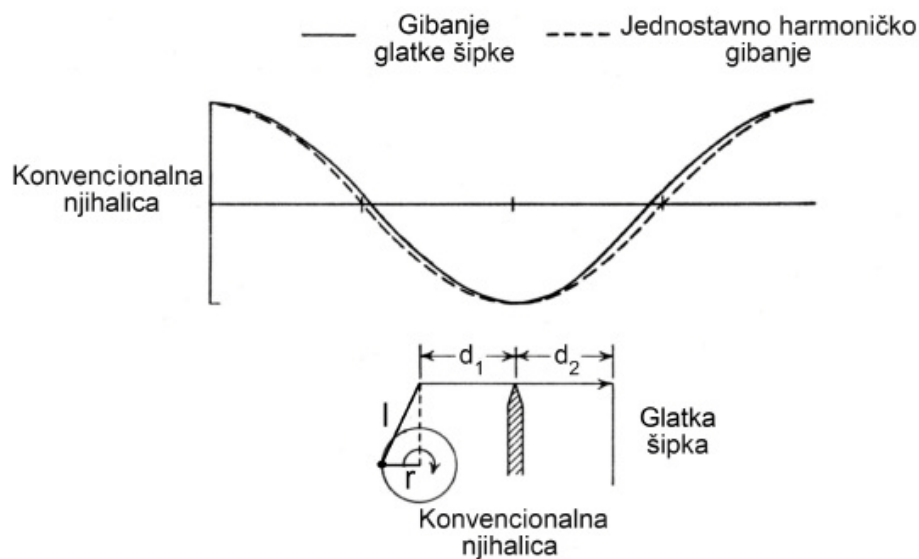
6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 57: Stvarni dinamogram

6.1.1.1 Proračun opterećenja glatke šipke

Kretanje balans grede stvara harmonično kretanje konstantno ubrzavajući ili usporavajući niz klipnih šipki kroz ciklus (slika 58). Time se stvaraju maksimalna i minimalna opterećenja koja je potrebno izračunati.



Slika 58: Prikaz harmoničnog gibanja glatke šipke

Proračun opterećenja na glatkoj šipki temelji se na približnoj analizi koja uključuje:

- težinu fluida koja djeluje na neto površinu poprečnog presjeka klipa;
- težinu klipa;
- težinu klipnih šipki;
- trenje;
- ubrzanje (akceleraciju) klipnih šipki.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

Pri proračunu opterećenja na glatkoj šipci polazimo od dvije pretpostavke. Prva se odnosi na to da je tlak koji djeluje ispod klipa jednak nuli, a druga da se tlačni ventil zatvara u trenutku kad izraz za ubrzanje poprima svoju maksimalnu vrijednost.

Maksimalno opterećenje će se pojaviti u točki maksimalnog ubrzanja i poznato je kao dinamičko opterećenje glatke šipke. Dinamičko opterećenje jednako je težini fluida uvećanoj za težinu klipnih šipki i silu koja je potrebna za ubrzavanje šipki u trenutku maksimalnog ubrzanja. Minimalno opterećenje glatke šipke pojavljuje se pri silaznom hodu u ciklusu kad su šipke djelomično poduprte fluidom. Budući da na opterećenje pri uzlaznom hodu utječe ubrzanje šipki, logično je pretpostaviti da jednostavno harmonično kretanje djeluje također na opterećenje pri silaznom hodu. Ipak, efekt je u smanjenju opterećenja za veličinu ubrzanja.

Primjer proračuna (prema [1]):

$$S = 10 [\text{hod/min}]$$

$$L_{\text{klp}} = 2895.6 [\text{mm}]$$

$D_{\text{klp}}, [\text{mm}]$	Z_{klp}	$L_{\text{klp}}, [\text{m}]$	$q_{\text{klp}}, [\text{N/m}]$	$G_{\text{klp}_i}, [\text{N}]$
28,57	65	495,3	52,39	25948,77
25,4	83	632,46	41,44	26209,14
22,22	108	822,96	31,52	25939,7
15,05	124	929,64	23,79	22478,7
$\sum_{i=1}^n$	380	2895,6	-	100376,3

Tablica 2: Računanje težine klipnih šipki duljine 2895,6 m

- težina sklopa klipnih šipki

$$G_{\text{klp}} = 100376,3 [\text{N}]$$

- težina fluida

$$G_{\text{flu}} = q_{\text{flu}} L_{\text{klp}} \rho_{\text{rel}} = 17,074 \cdot 2895,6 \cdot 1 = 49294,69 [\text{N}]$$

- impulsni faktor

$$\varphi = \frac{L_{\text{klp}} S^2}{1791} = \frac{2,8956 \cdot 10^2}{1791} = 0,162$$

- maksimalno opterećenje glatke šipke

$$F_{\text{gla}_{\text{max}}} = (1 + \varphi) G_{\text{klp}} + G_{\text{flu}} = (1 + 0,162) 100376,3 + 49294,69 \cong 166000 [\text{N}]$$

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

- minimalno opterećenje glatke šipke

$$F_{\text{gla}_{\min}} = (0,76 - \varphi) G_{\text{klp}} = (0,76 - 0,162) 100376,3 \cong 60000 \text{ [N]}$$

- dinamičko opterećenje glatke šipke

$$F_{\text{gla}_{\text{din}}} = (1 + \varphi) G_{\text{klp}} = (1 + 0,162) 100376,3 \cong 116650 \text{ [N]}$$

6.1.2 Težina sklopa klipnih šipki

Bušotina u kojoj su se vršila ispitivanja, i prema kojima je dobiven stvarni dinamogram (*slika 57*), je bila duboka oko 650 m.

$D_{\text{klp}}, [\text{mm}]$	Z_{klp}	$L_{\text{klp}}, [\text{m}]$	$q_{\text{klp}}, [\text{N/m}]$	$G_{\text{klp}}, [\text{N}]$
22,22	22	167,64	31,52	5284,01
15,05	27	205,74	23,79	4894,54
15,88	31	236,22	16,44	3883,45
$\sum_{i=1}^n$	80	609,6	-	14062

Tablica 3: Tablica za računanje težine klipnih šipki duljine 609,6 m

Težina klipnih šipki za ovaj slučaj iznosi $G_{\text{klp}} = 14062 \text{ [N]}$.

6.1.3 Pogonski moment elektromotora

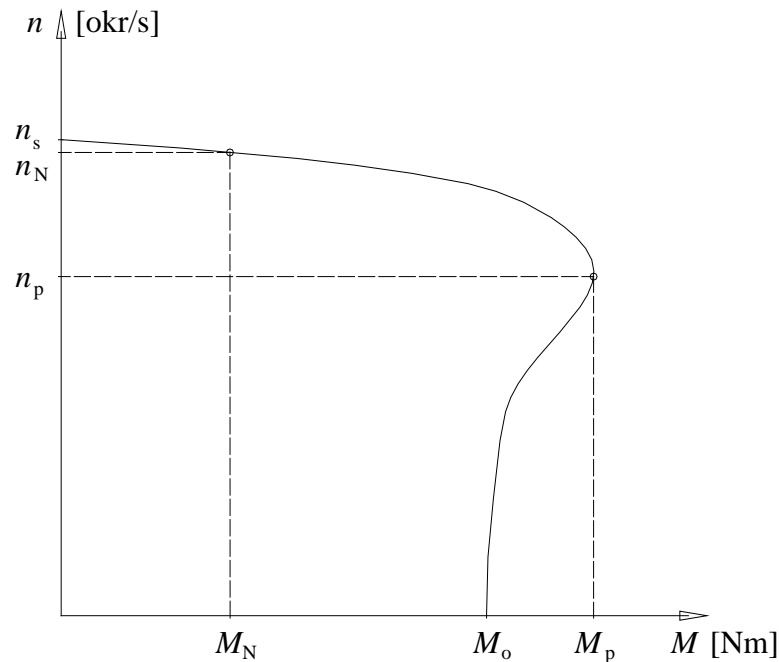
Mehanička ili vanjska karakteristika elektromotora koja se postiže sa nazivnim veličinama motora naziva se prirodna ili normalna karakteristika. Oblik mehaničke karakteristike je osnovni kriterij prikladnosti motora za određenu vrstu pogona. Oblik mehaničke karakteristike ovisi o izvedbi rotorskog namota. Prema propisima o gradnji elektromotora, za sve motore treba biti mehanička preopteretivost $M_{\text{max}}/M_n \geq 1,6$. Za elektromotore izložene većim preopterećenjima, mehanička preopteretivost treba biti $M_{\text{max}}/M_n \geq 2$, a kreće se i do ≈ 4 . Kod spuštanja tereta moment tereta djeluje u smjeru vrtnje rotora. Kutna brzina rotora se pod takvim djelovanjem tereta povećava iznad sinkrone ($|\omega| > |\omega_s|$) kod čega moment motora poprima smjer suprotan smjeru vrtnje rotora što se zove generatorsko kočenje. Motor pritom pretvara mehaničku energiju u električnu i šalje struju u mrežu, tj. radi kao generator.

Mehanizam dubinske pumpe je pogonjen kaveznim asinkronim trofaznim elektromotorom. Nazivne brzine elektromotora su mnogo veće od radnih brzina mehanizma dubinske pumpe. Zato se brzina vrtnje elektromotora reducira na radnu brzinu vrtnje ručke reduktora. Prilikom projektiranja proizvodne opreme potrebno je odrediti optimalan broj

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

hodova pumpe u minuti. Također je potrebno znati maksimalni dozvoljeni torzijskii moment na izlaznom vratilu reduktora.

Elektromotor mehanizma koji je odabran kao podloga za dinamičku analizu ima remenski i zupčani prijenos. Remenski prijenos je jednostupanjski, a zupčani dvostupanjski. Bubanj kočnice se nalazi na ulaznom vratilu reduktora radi manjeg momenta kočenja.



Slika 59: Mehanička karakteristika trofaznog asinkronog motora u 1. kvadrantu

Momenta karakteristika asinkronog elektromotora ima u radnom području strmi nagib pa ovakvi motori mogu i pri velikim promjenama opterećenja održavati brzinu vrtnje u relativno uskim granicama. Nedostatak kaveznih asinkronih motora je mali moment pokretanja, pa nije pogodan za dizanje velikih tereta. Kako je mehanizam pumpe statički uravnotežen kavezni asinkroni motor je dobar izbor. Ipak, u praksi, kod bušotina koje su mirovale, događa se da mehanizam zaglavi pa ga je teško pokrenuti. Ako se namotaji statora elektromotora duže vrijeme opterete strujom kratkog spoja dolazi do oštećenja izolacije i njenog bržeg starenja. Drugi izbor je kolutni asinkroni motor koji je znatno skuplji, a ne služi svrsi jer su periodi rada bušotine jako dugi.

Karakteristike elektromotora:

$P_N = 20$ [kW] - nazivna snaga elektromotora

$n_s = 1000$ [okr/min] - sinkrona brzina vrtnje

$n_N = 965$ [okr/min] - nazivna brzina vrtnje

$$M_N = 200 \text{ [N m]} - \text{nazivni moment}$$

6.2 Analiza mehanizma

Dinamička analiza je provedena za dva slučaja opterećenja glatke šipke. Opterećenje glatke šipke je definirano prema idealnom dinamogramu na način da je pri uzlaznom gibanju konjske glave opterećenje maksimalno, a pri silaznom gibanju opterećenje je 25% manje od maksimalnog.

Kod prvog slučaja maksimalno opterećenje iznosi 50000 N, a minimalno opterećenje 37500N, dok je za drugi slučaj maksimalno opterećenje 70000 N, a minimalno opterećenje 52500 N. Mase protuutega s ručkom reduktora i položaji protuutega su se mijenjali za svaki slučaj. To se čini podešavanjem svojstva materijala i reguliranjem položaja centra mase u *visualNastran Desktop*-u. Položaj težišta je definiran kao udaljenost od simetrale izlaznog vratila reduktora.

Gubici koji se javljaju tokom rada mehanizma su definirani kao prigušenje na izlaznom vratilu reduktora koje ovisi o kvadratu kutne brzine u iznosu od $0,01 \text{ N m s}^2/\text{rad}^2$ i oni su jednaki za svaki slučaj.

6.2.1 Analiza mehanizma pri maksimalnom opterećenju glatke šipke od 70000 N i masom okretne ruke i protuutega od 7200 kg

Analiza je izvedena za tri različita položaja težišta protuutega: 1,4 m, 1,65 m i 2 m.

Za položaj težišta 1,65 m, analiziran je i slučaj kada djeluje trenje u vezama.

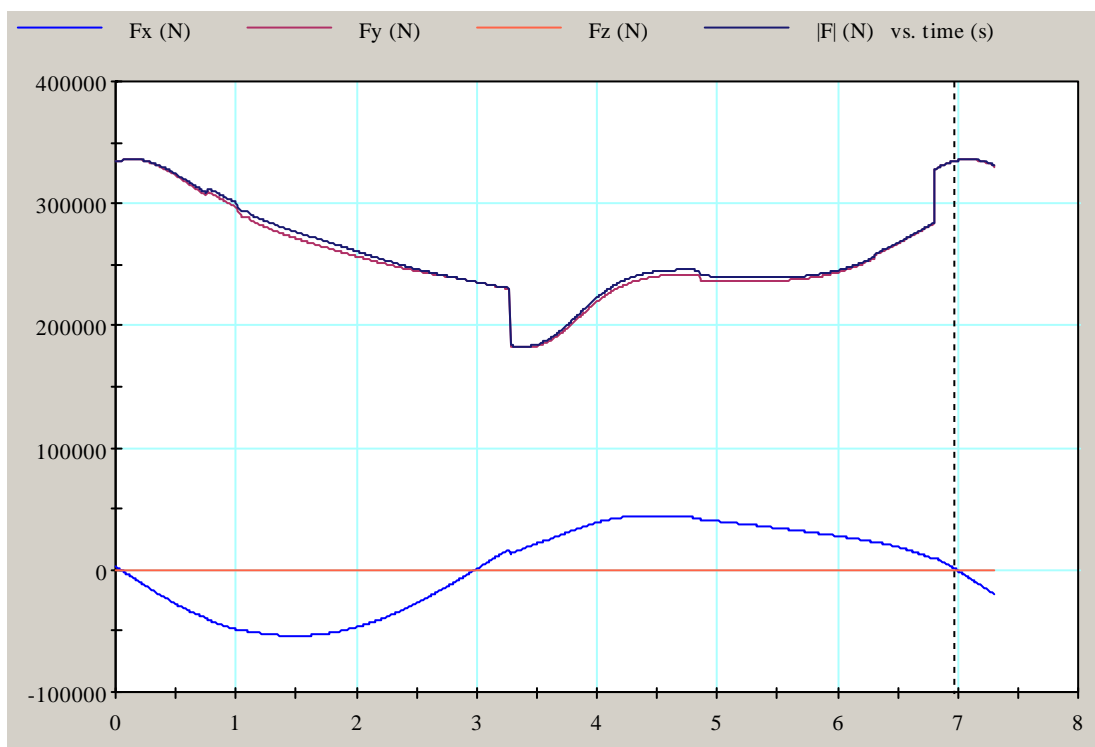
6.2.1.1 Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,65 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 70000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg čije težište je udaljeno 1,65 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

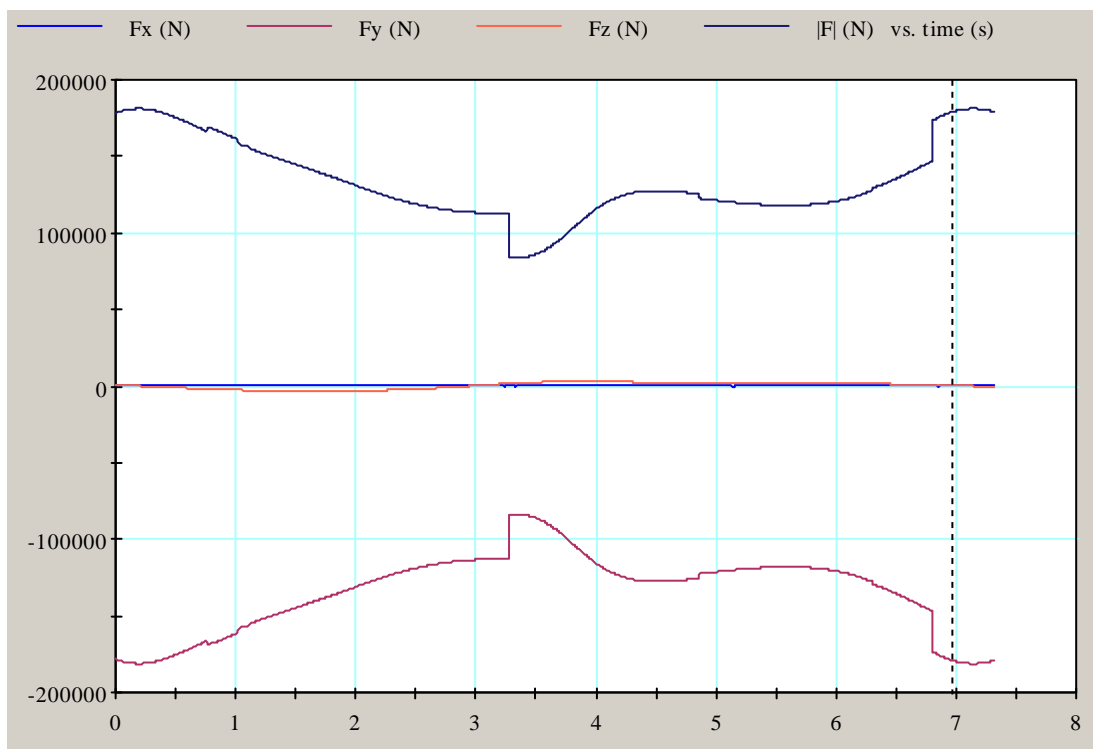


Slika 60: Položaj protuutega kod udaljenosti 1,65 m

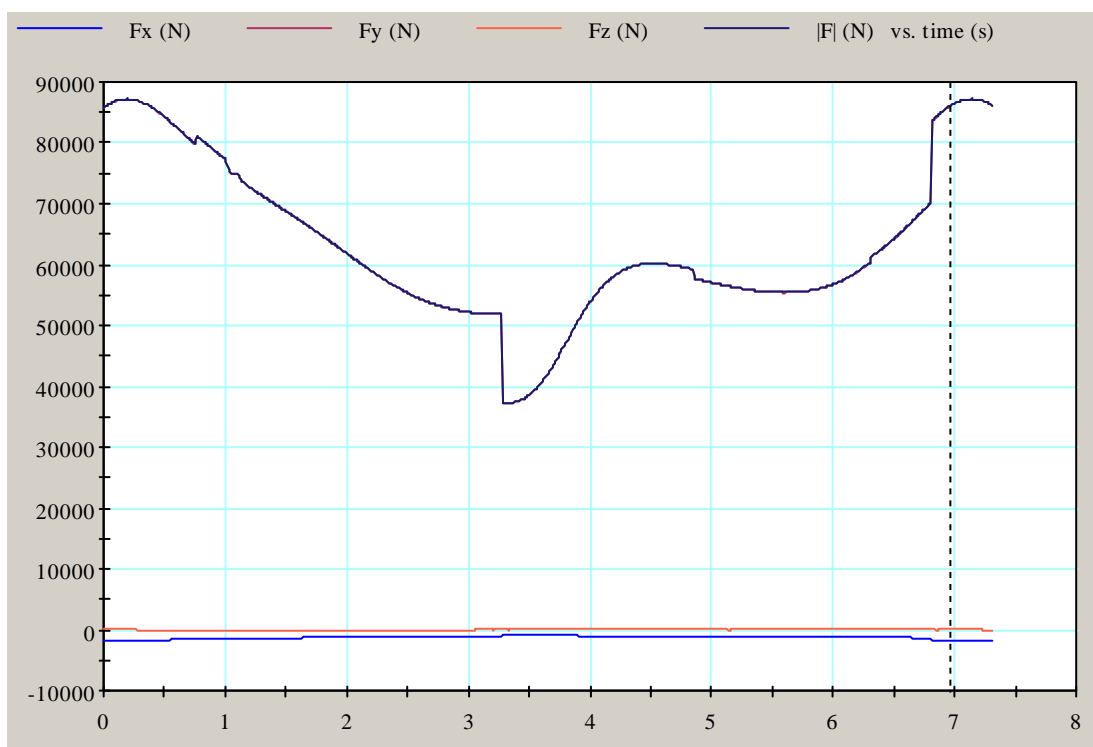


Slika 61: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

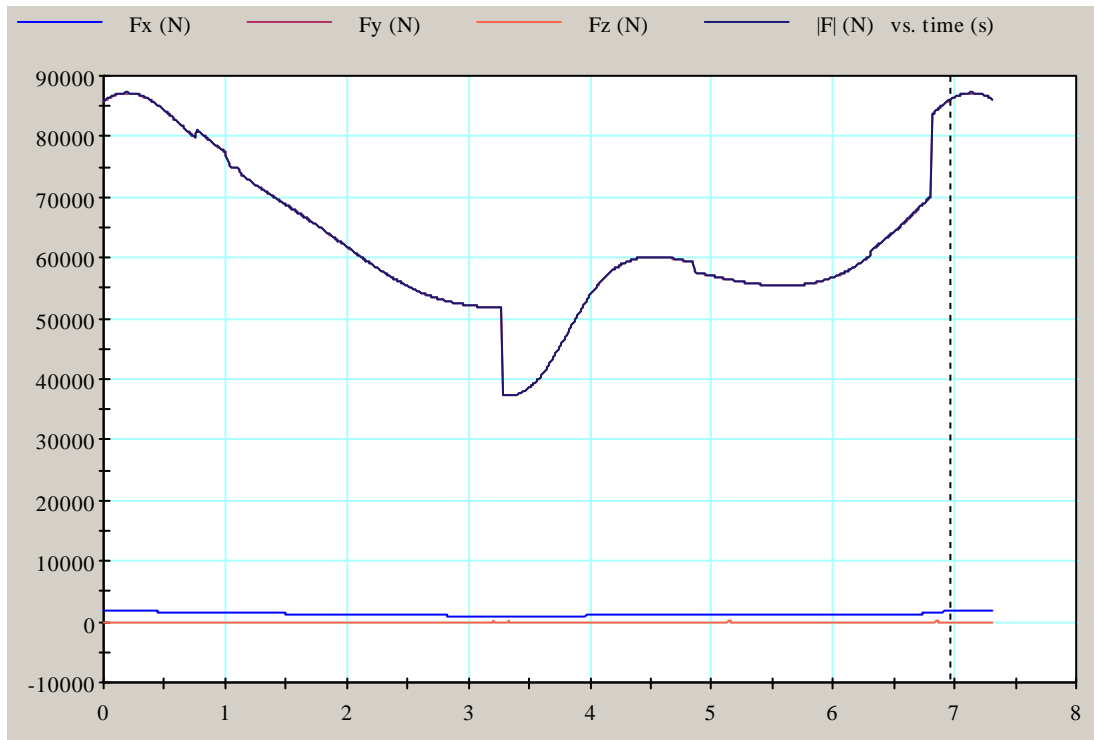


Slika 62: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

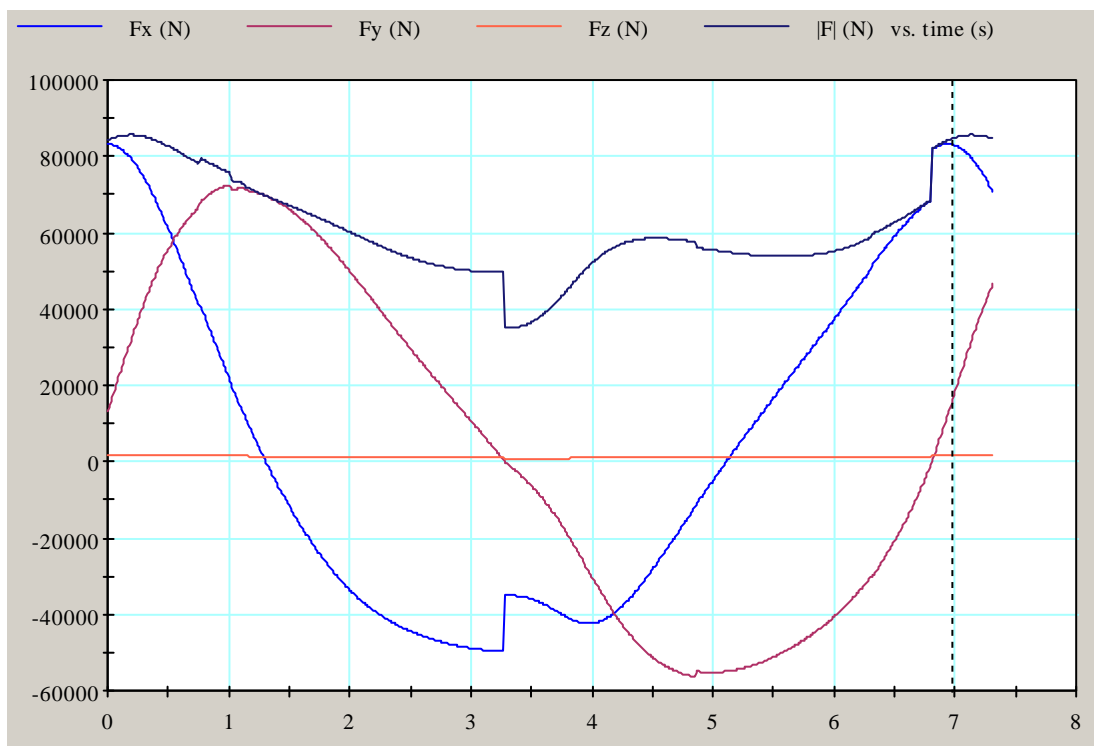


Slika 63: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge (desno) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

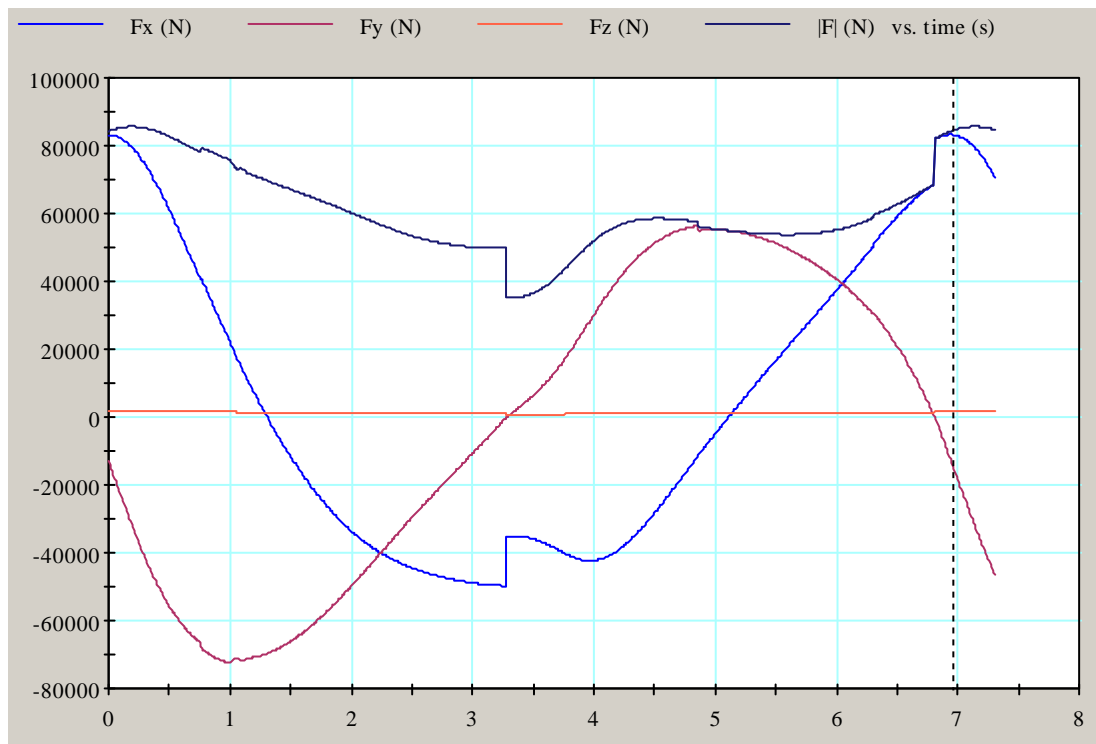


Slika 64: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge (lijevo) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m



Slika 65: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge (desno) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



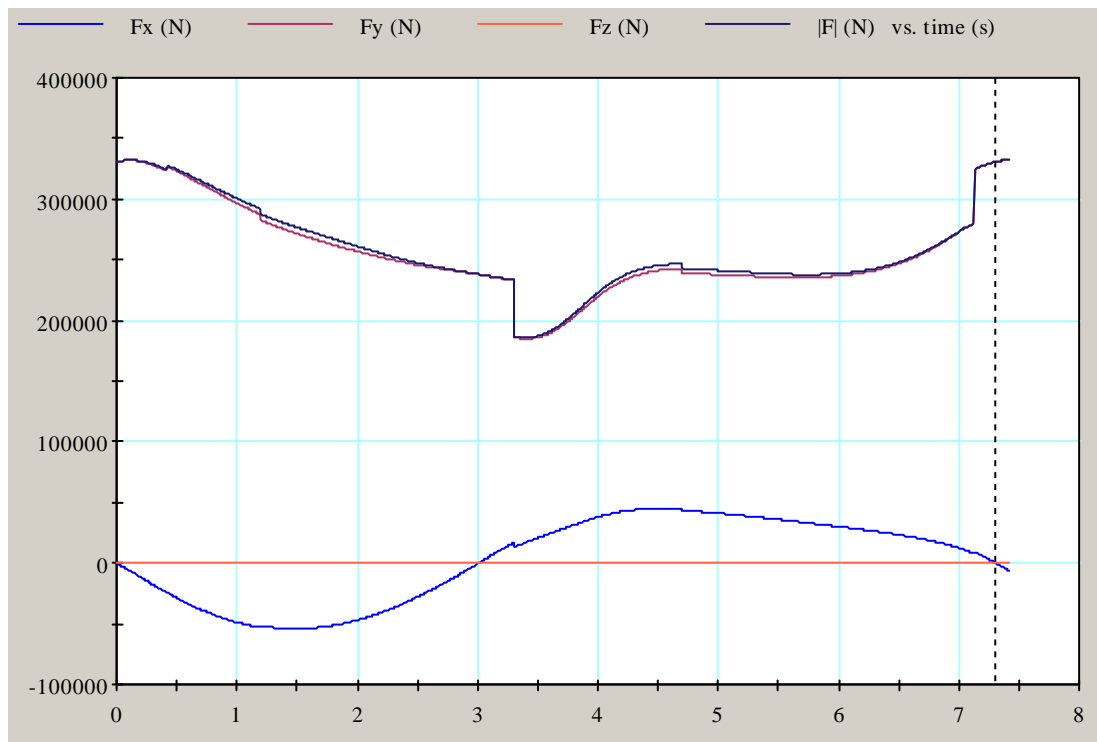
Slika 66: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge (lijevo) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

Budući da su sile u osloncima između poprečne grede i spojnih poluga približno jednake u oba oslonca sa zanemarivim razlikama, što se može vidjeti iz prethodnih dijagrama, u daljnjim primjerima predložiti ćemo dijagram za samo jedan oslonac. Isto vrijedi i za vezu okretne ruke sa polugom.

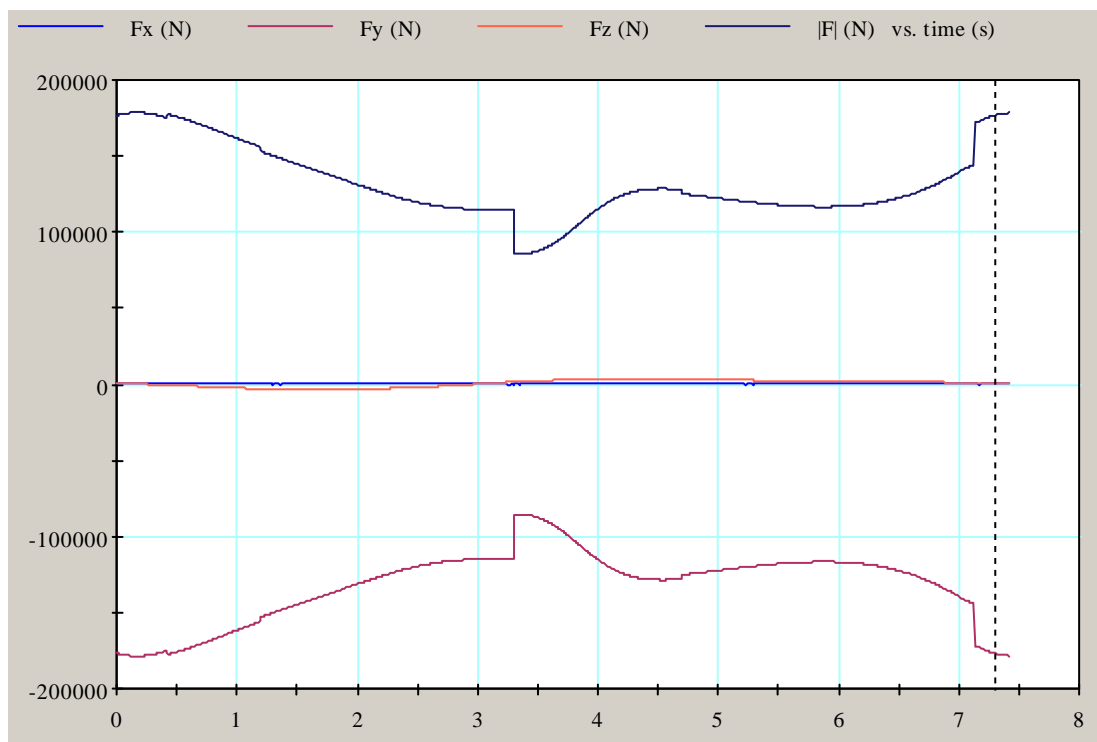
6.2.1.2 Analiza pri položaju težišta protuutega od 1,65 m uz postojanje trenja u osloncima

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 70000 N, masi protuutega s okretnom rukom 7200 kg, čije težište je udaljeno 1,65 m od simetrale izlaznog vratila reduktora, i djelovanju trenja u osloncima koje iznosi 0,02.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

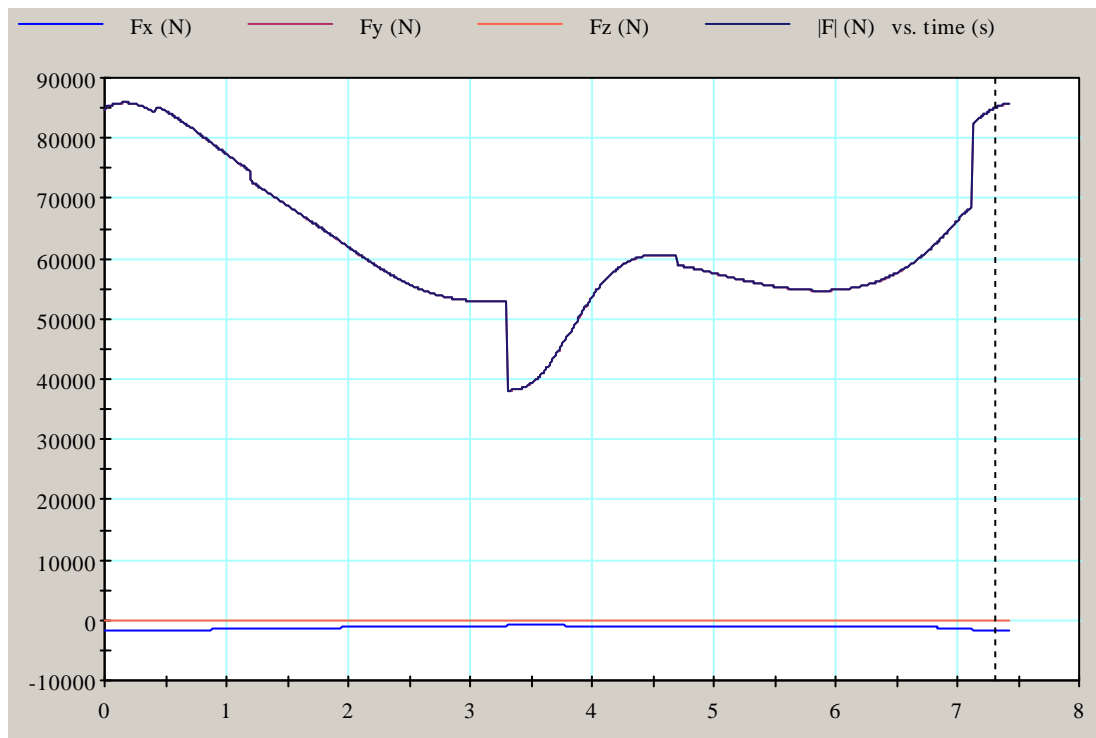


Slika 67: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja

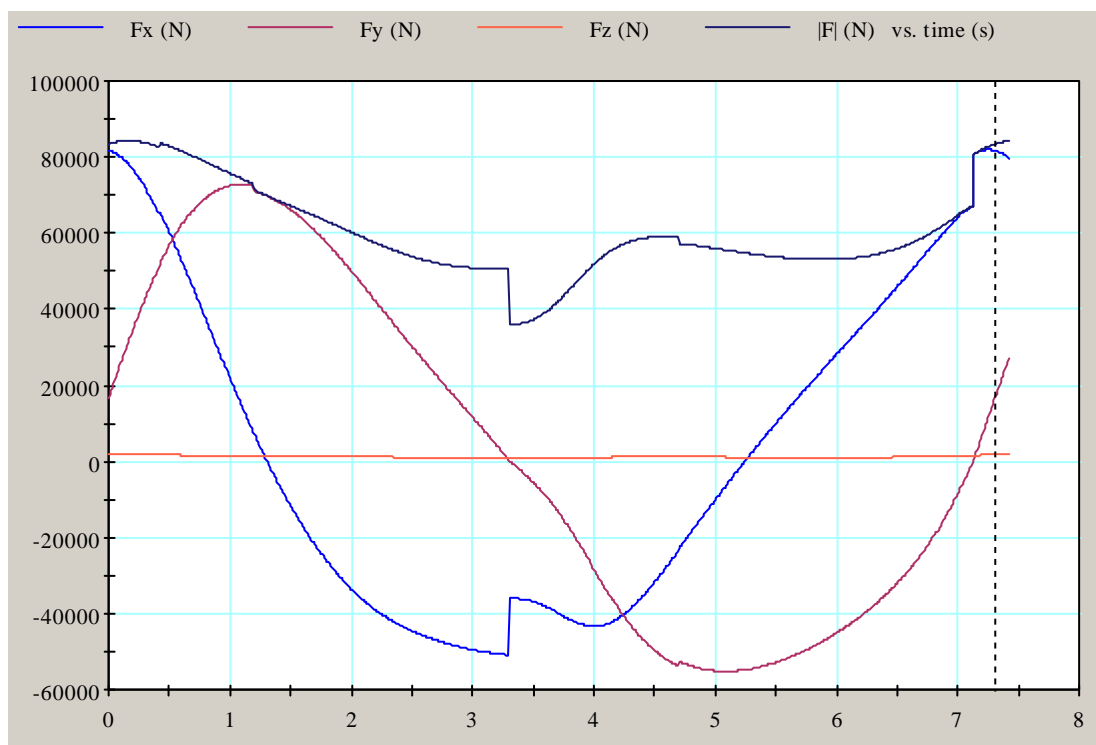


Slika 68: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 69: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja

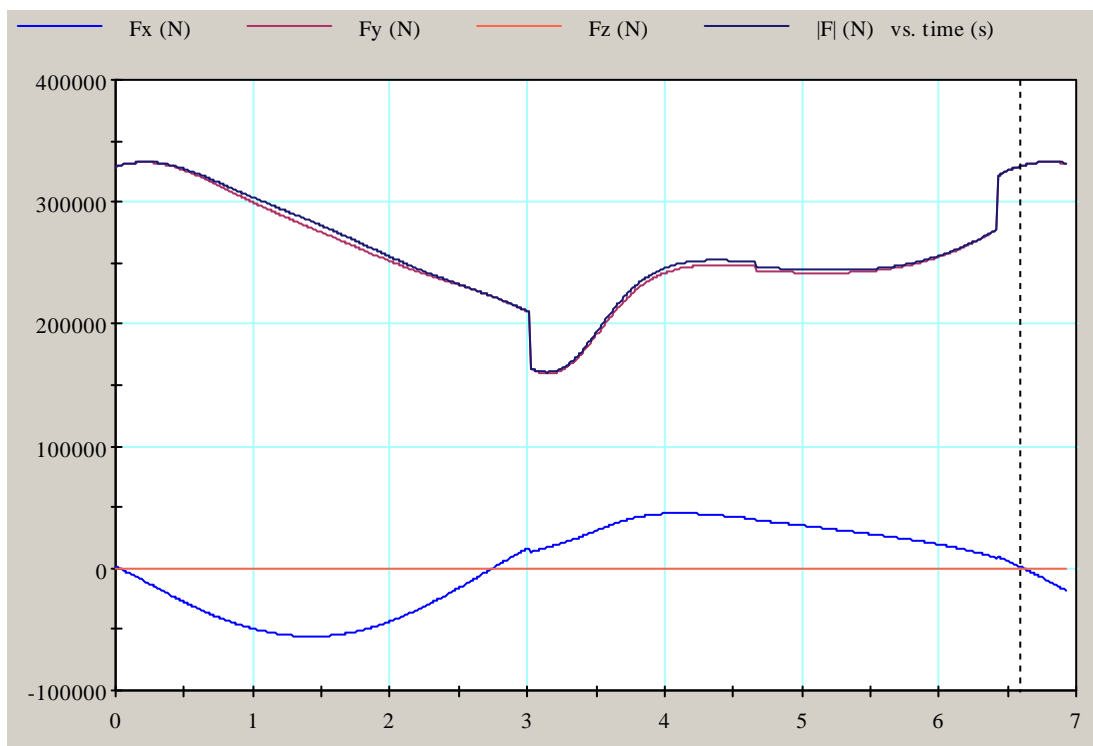


Slika 70: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m uz postojanje trenja

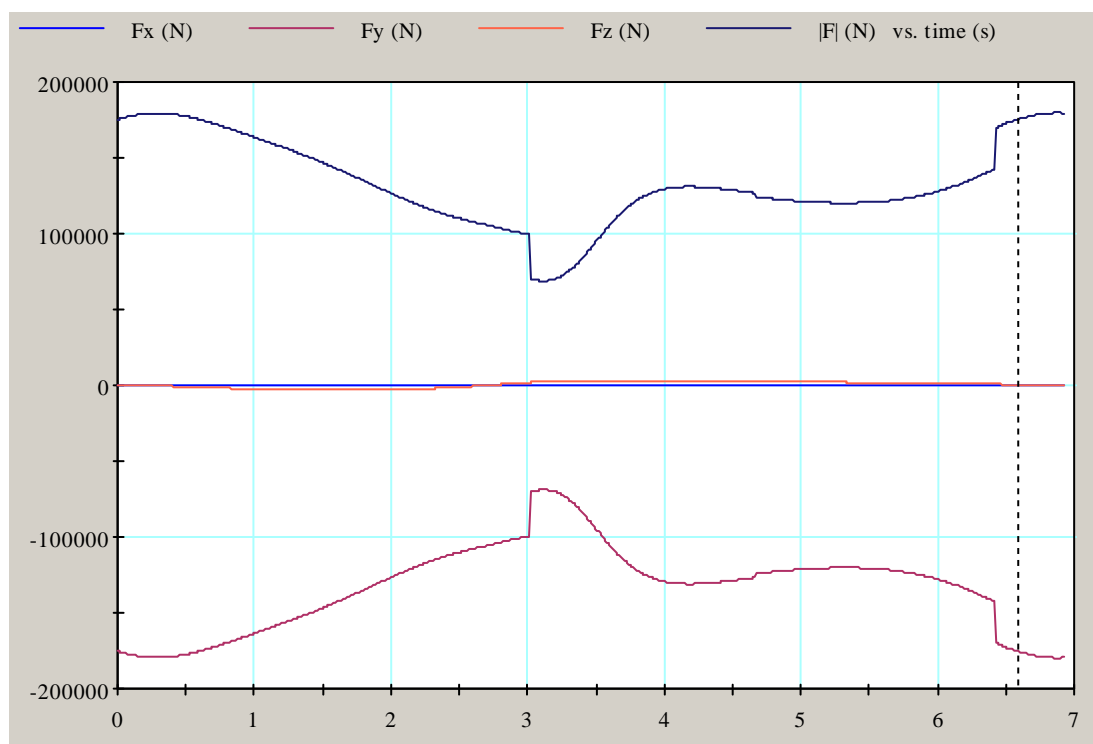
6.2.1.3 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 70000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg, čije težište je udaljeno 2 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

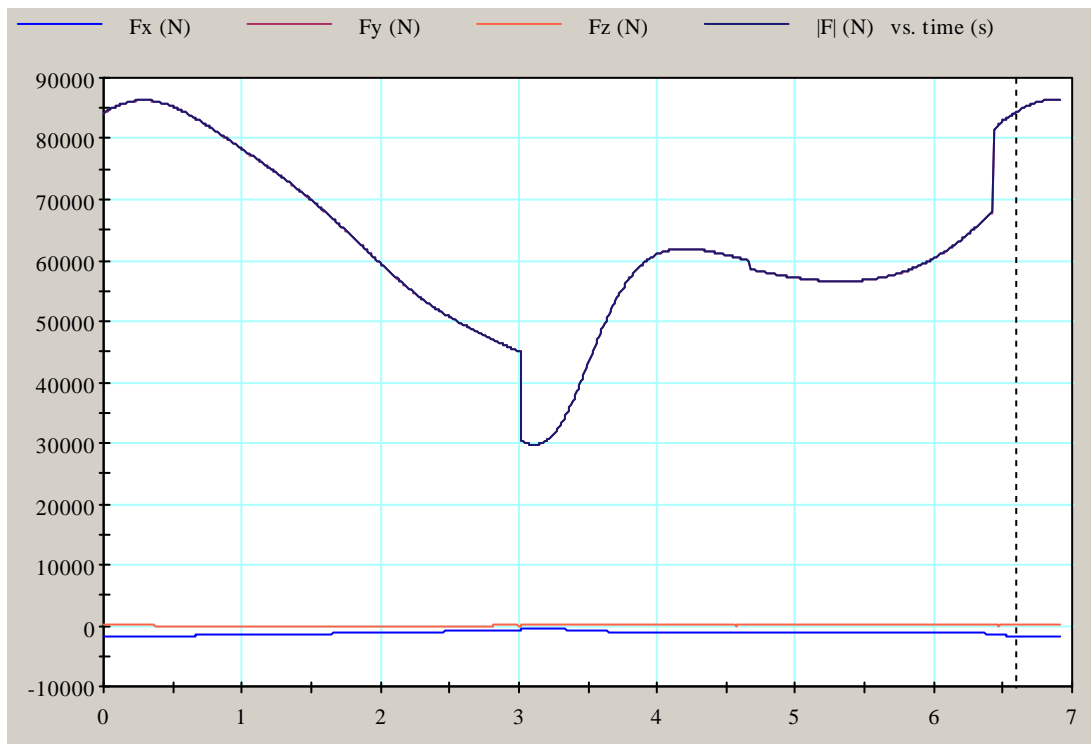


Slika 71: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

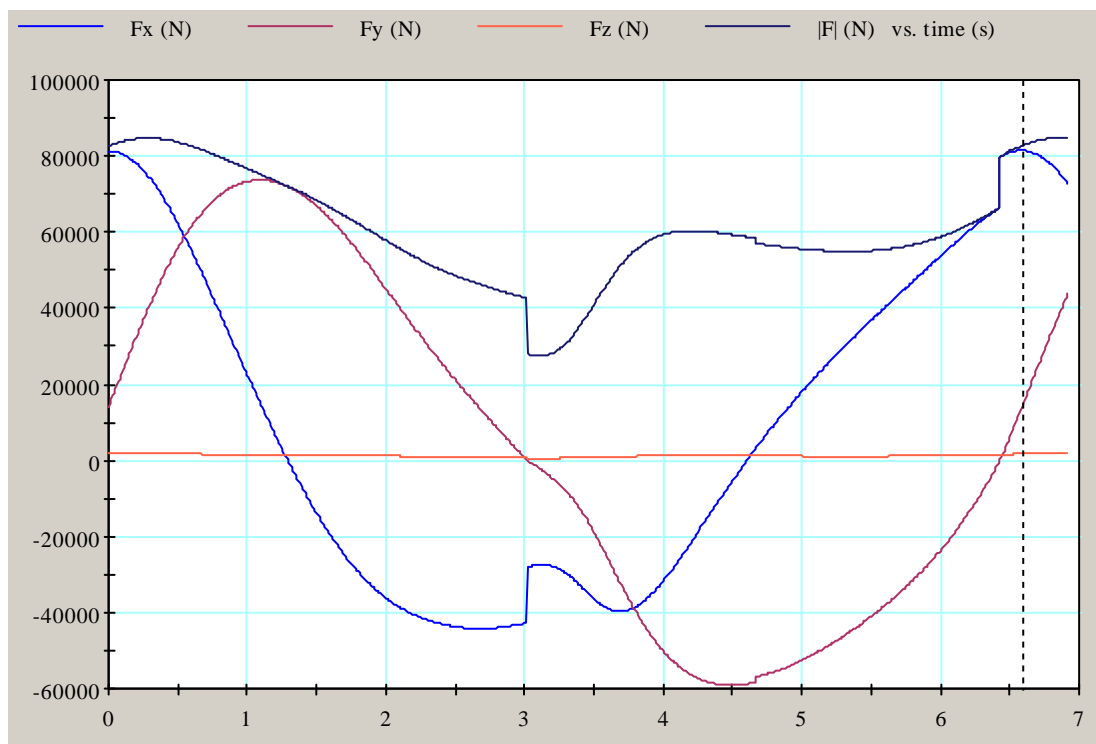


Slika 72: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 73: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

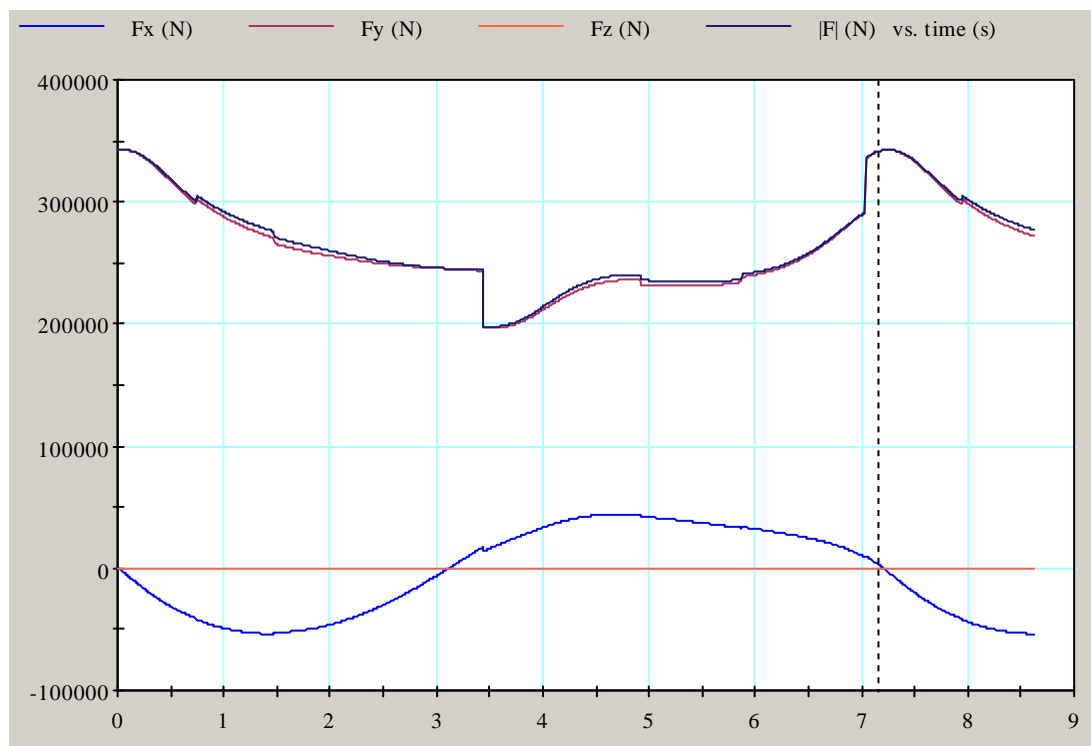


Slika 74: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

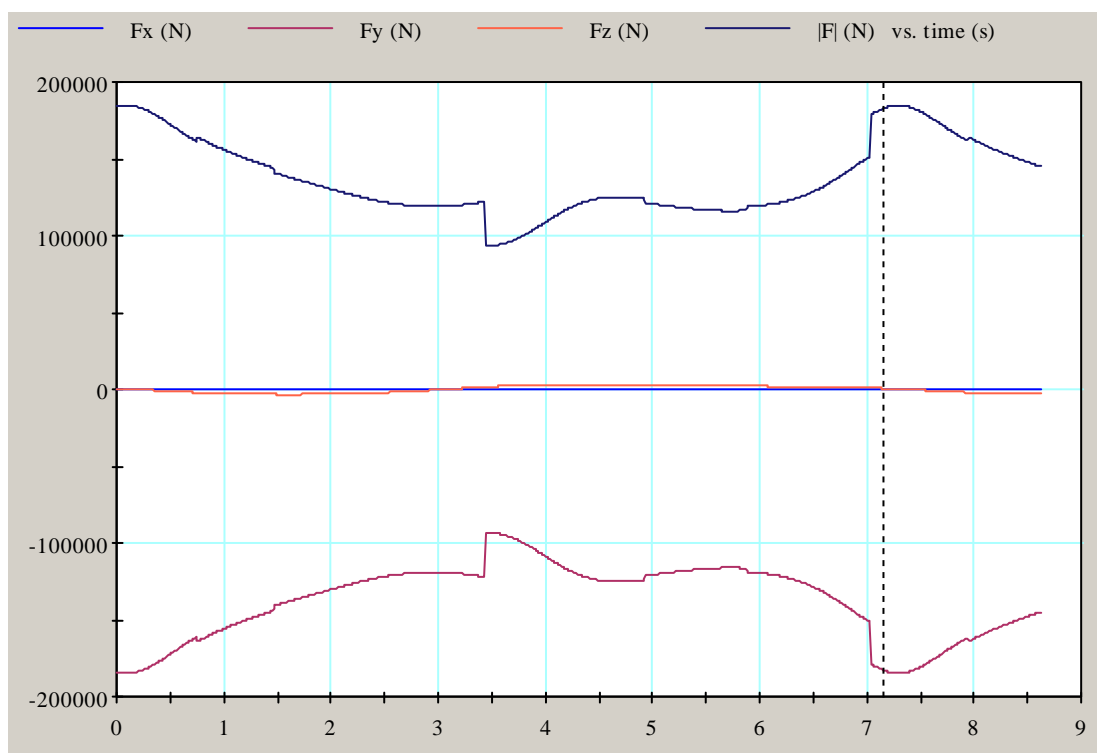
6.2.1.4 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 70000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg, čije težište je udaljeno 1,4 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

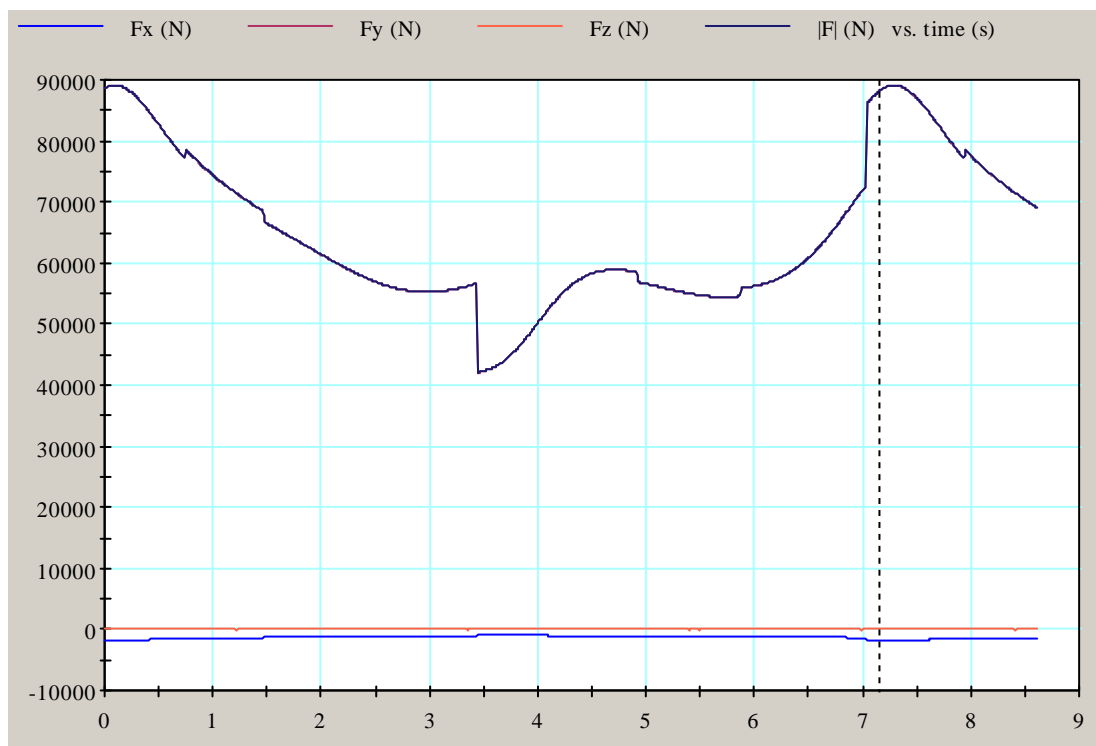


Slika 75: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protutuutom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

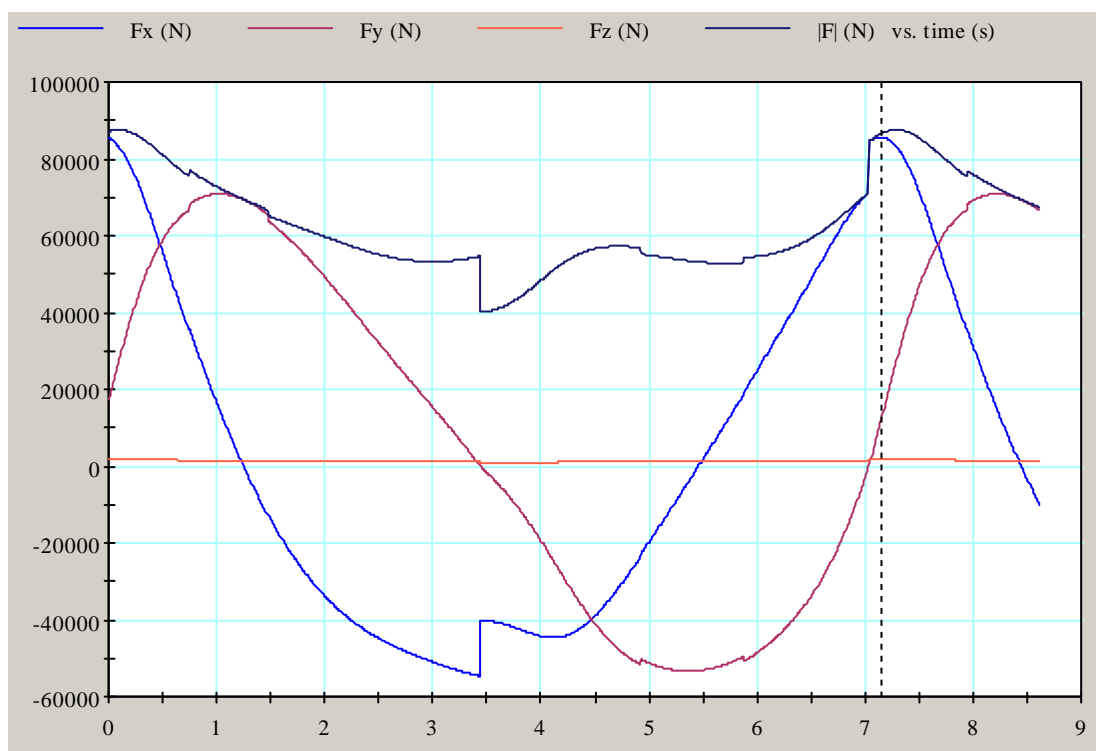


Slika 76: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protutuutom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 77: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m



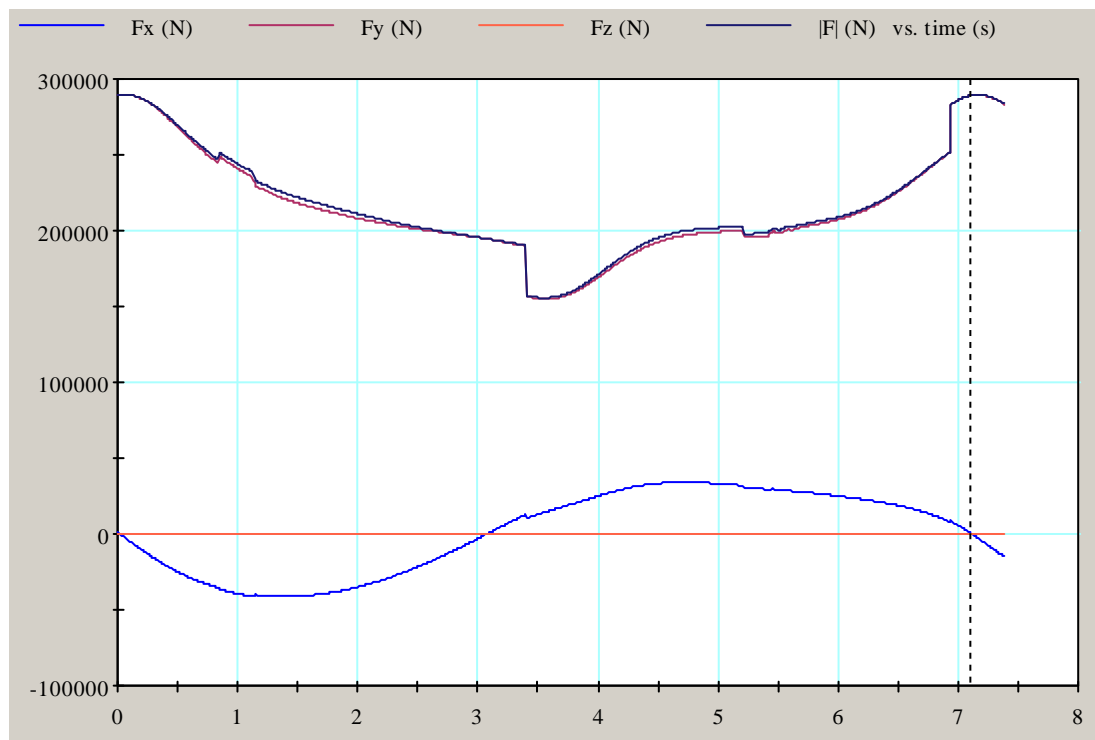
Slika 78: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 70000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

6.2.2 Analiza mehanizma pri maksimalnom opterećenju glatke šipke od 50000 N masom okretne ruke i protuutega od 5000 kg

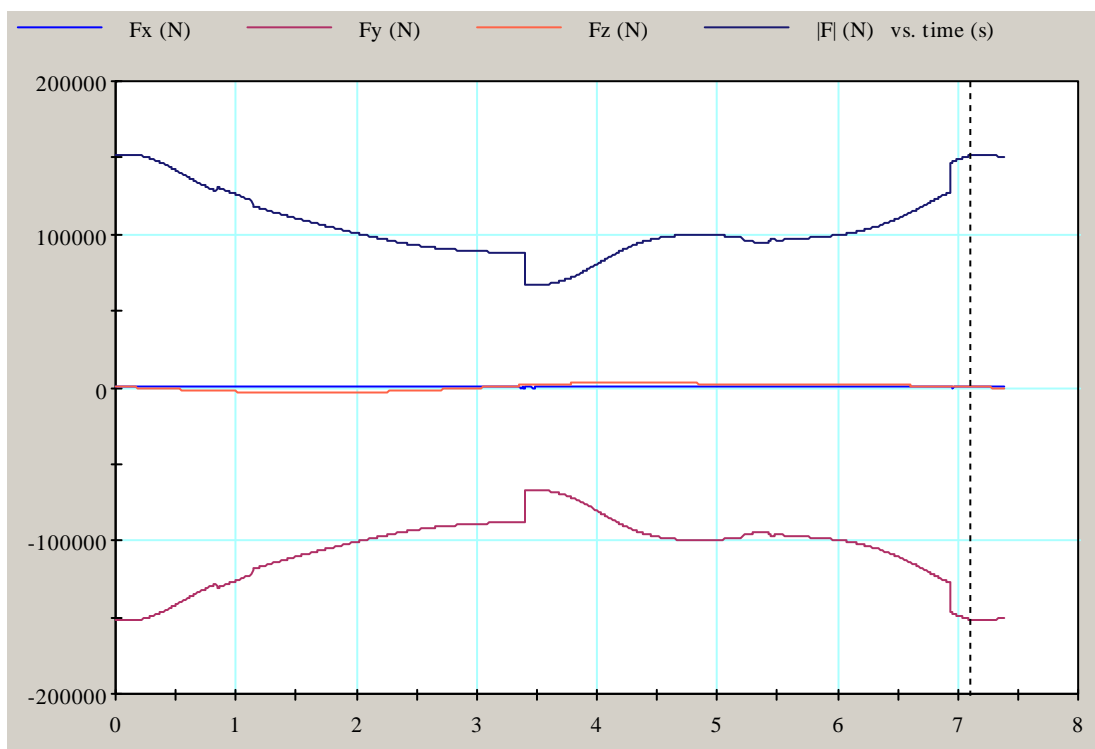
Analiza je izvedena za tri različita položaja težišta protuutega: 1,4 m, 1,65 m i 2 m.

6.2.2.1 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,65 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sile u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 5000 kg, čije je težište udaljeno 1,65 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

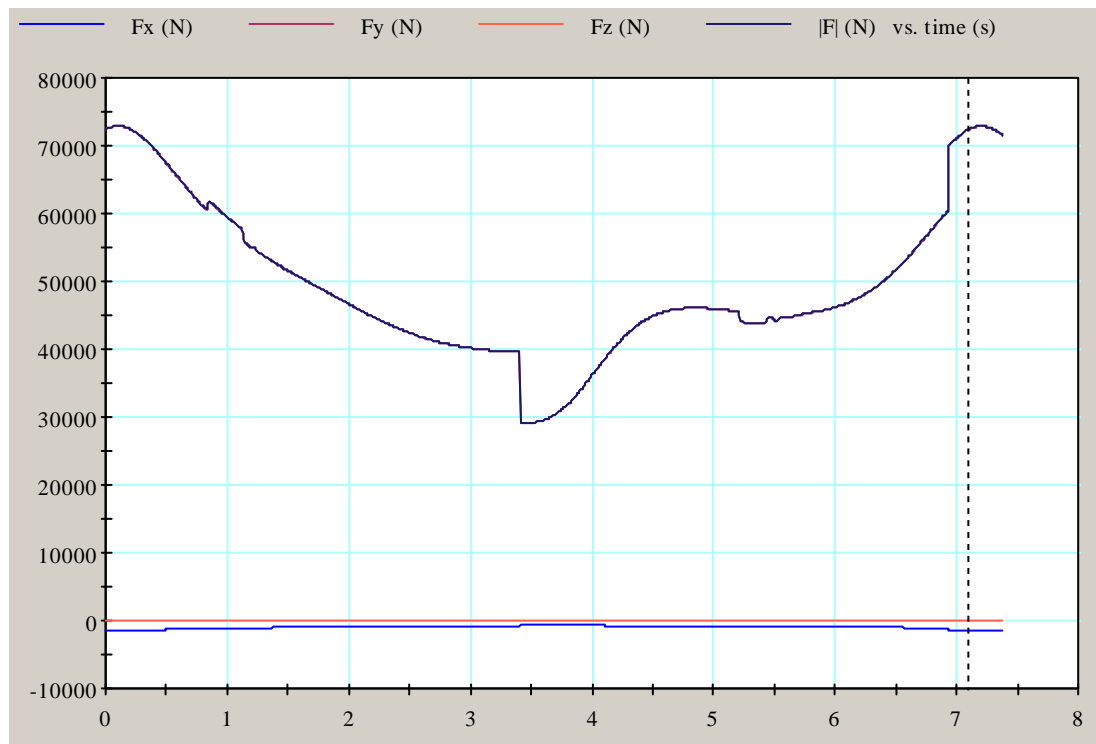


Slika 79: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

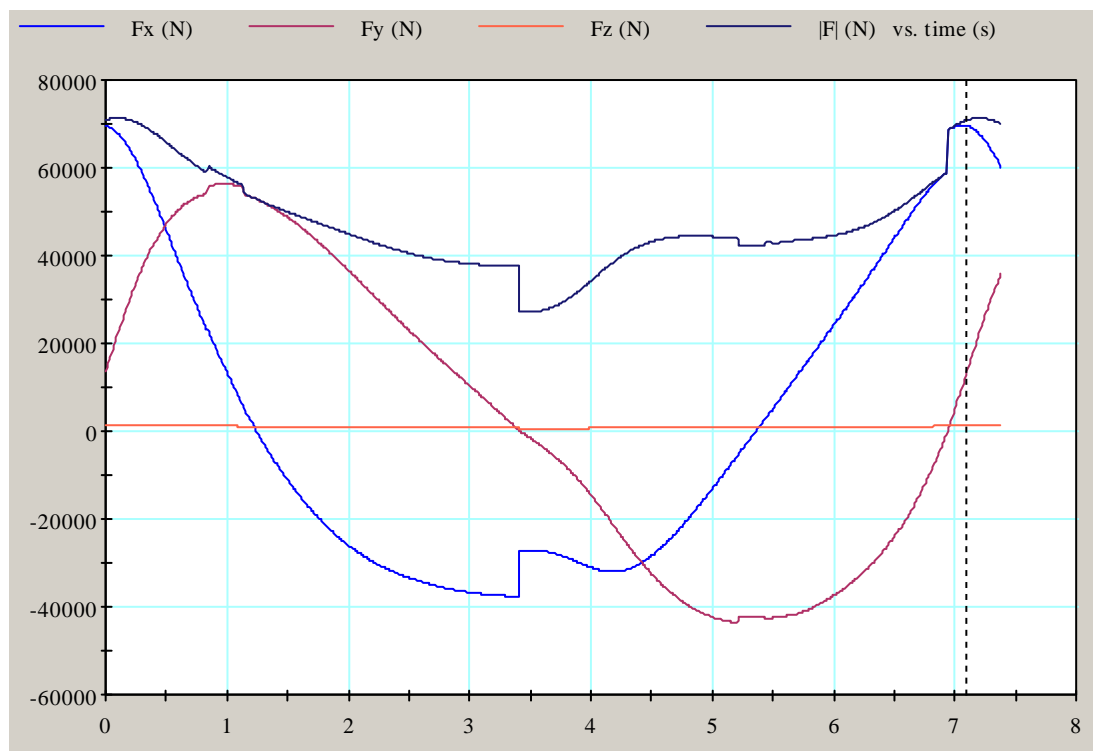


Slika 80: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 81: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, mase okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

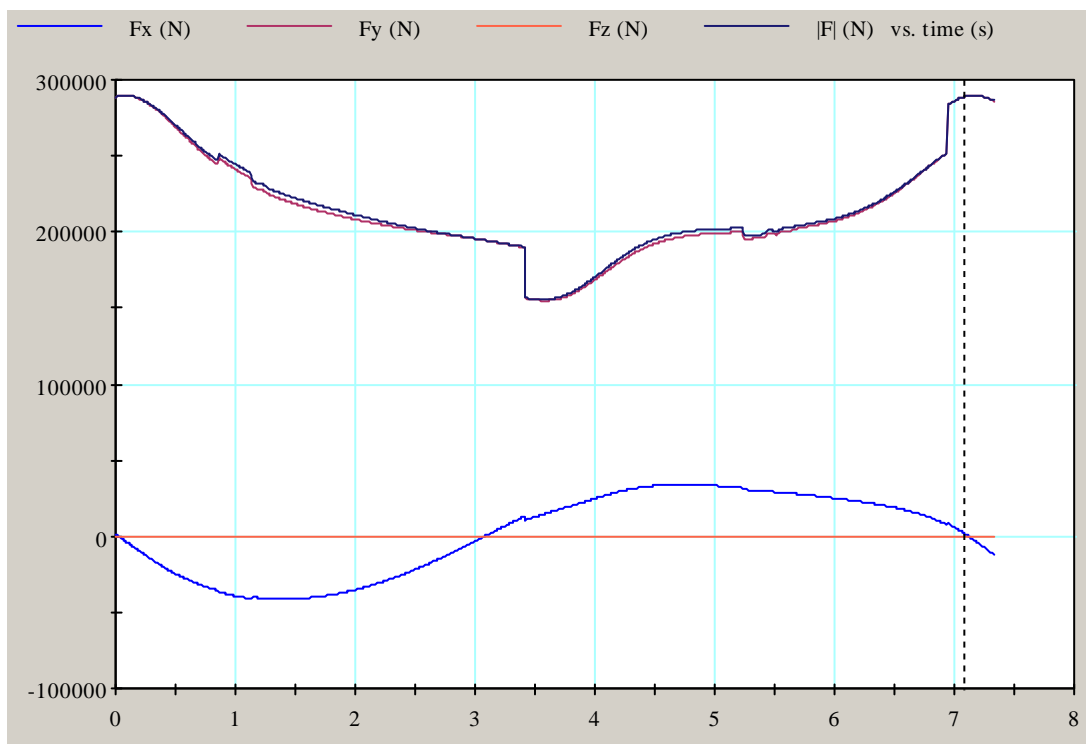


Slika 82: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, mase okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

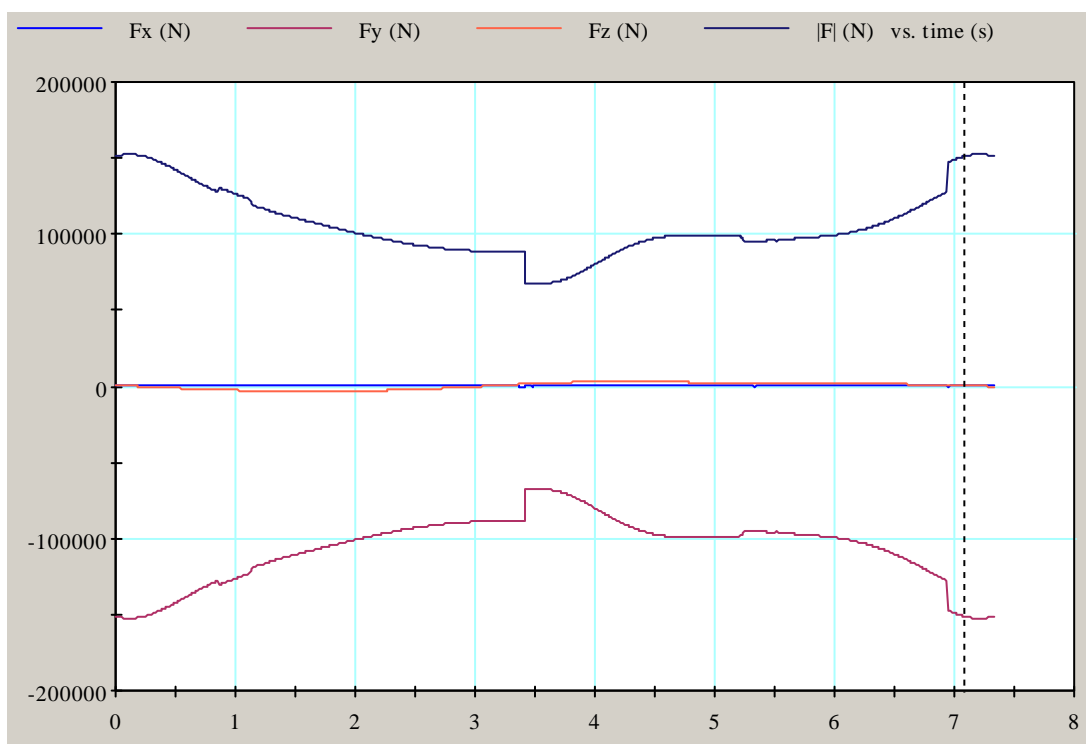
6.2.2.2 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 2 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i mase protuutega sa okretnom rukom 5000 kg, čije je težište udaljeno 2 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

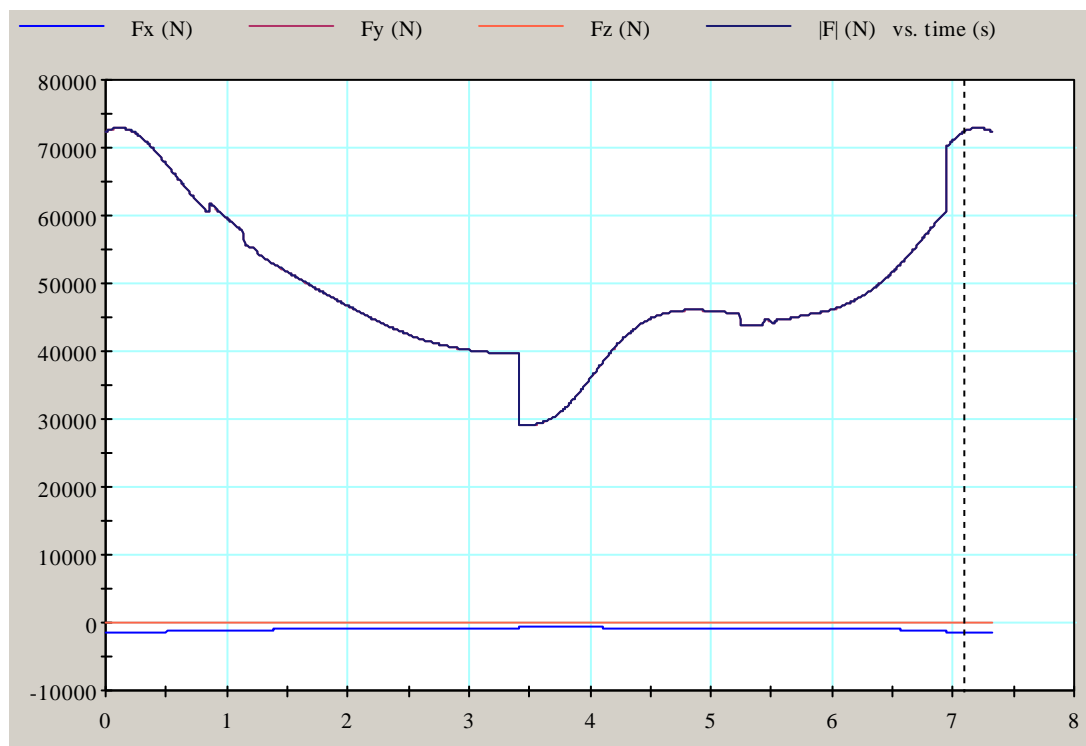


Slika 83: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protutuategom od 5000 kg i položaju težišta protutuatega 2 m

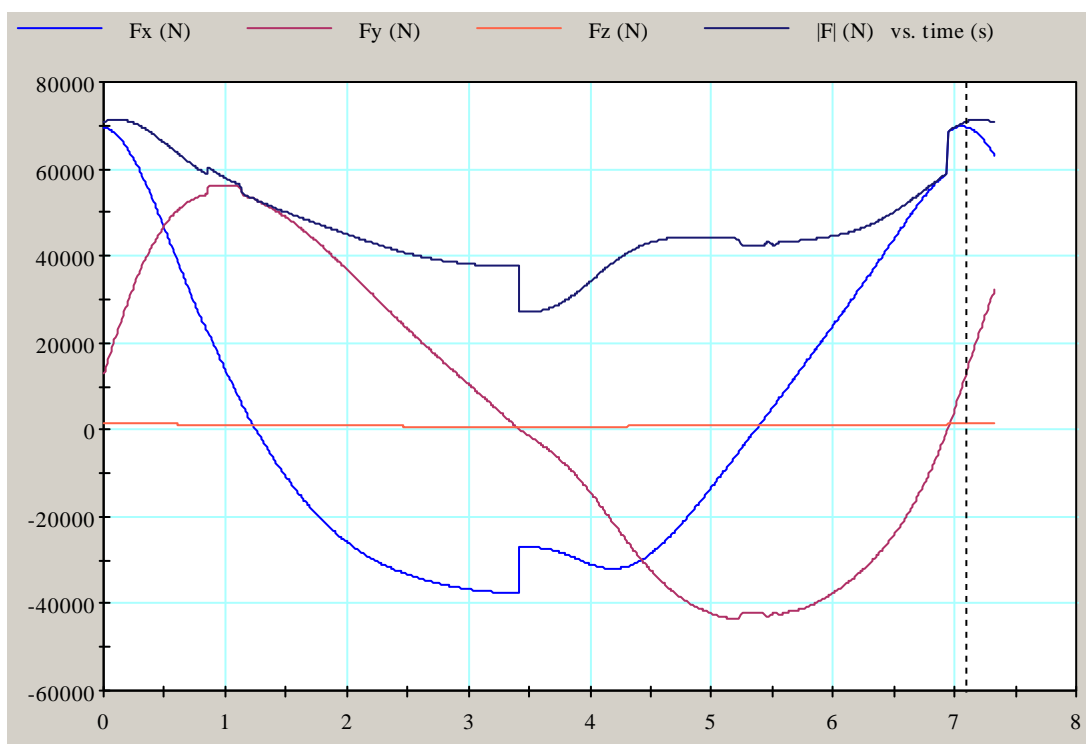


Slika 84: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protutuategom od 5000 kg i položaju težišta protutuatega 2 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 85: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m

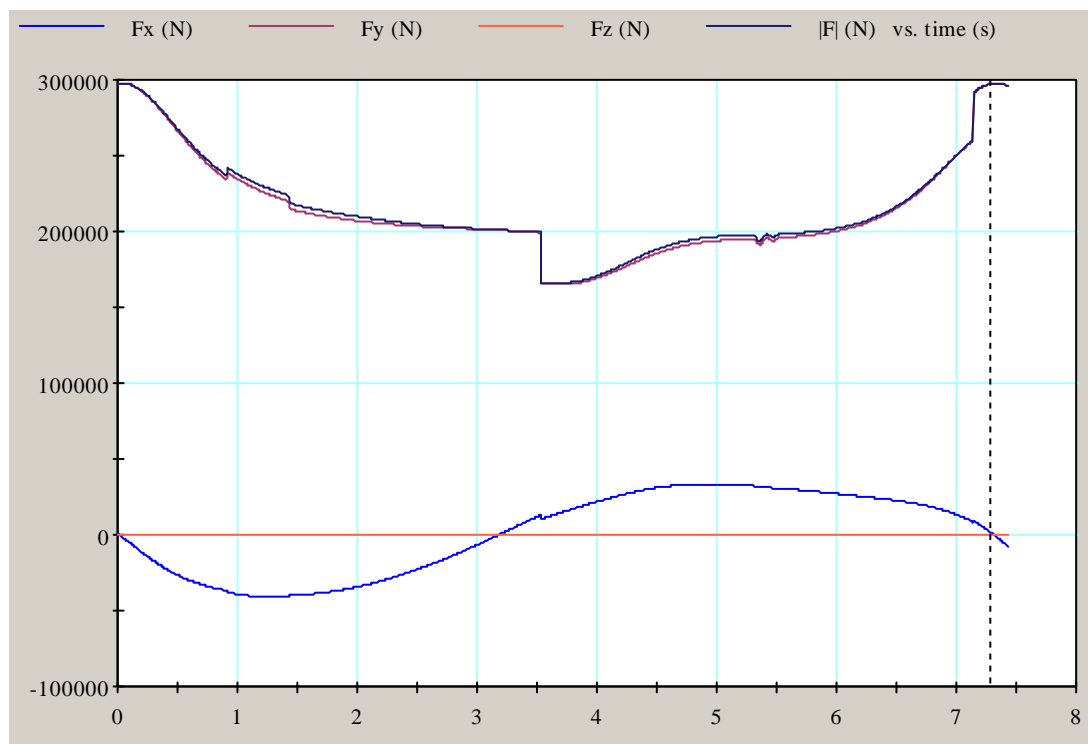


Slika 86: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 2 m

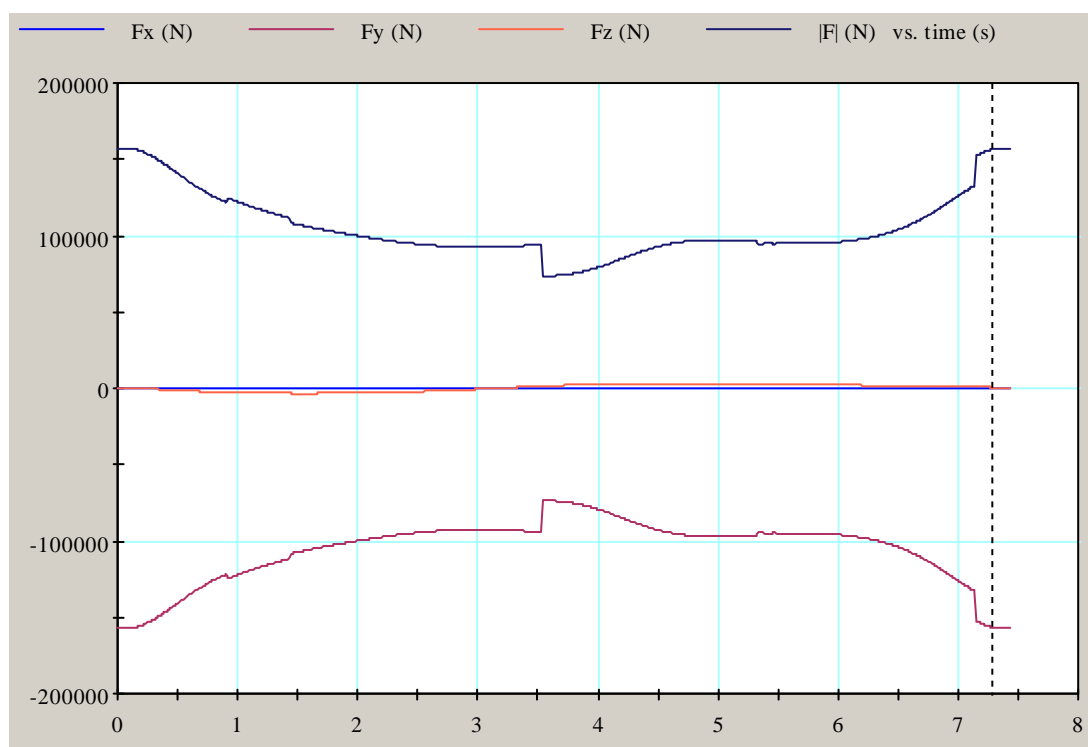
6.2.2.3 Položaj težišta protuutega na udaljenosti od 1,4 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 5000 kg, čije je težište udaljeno 1,4 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

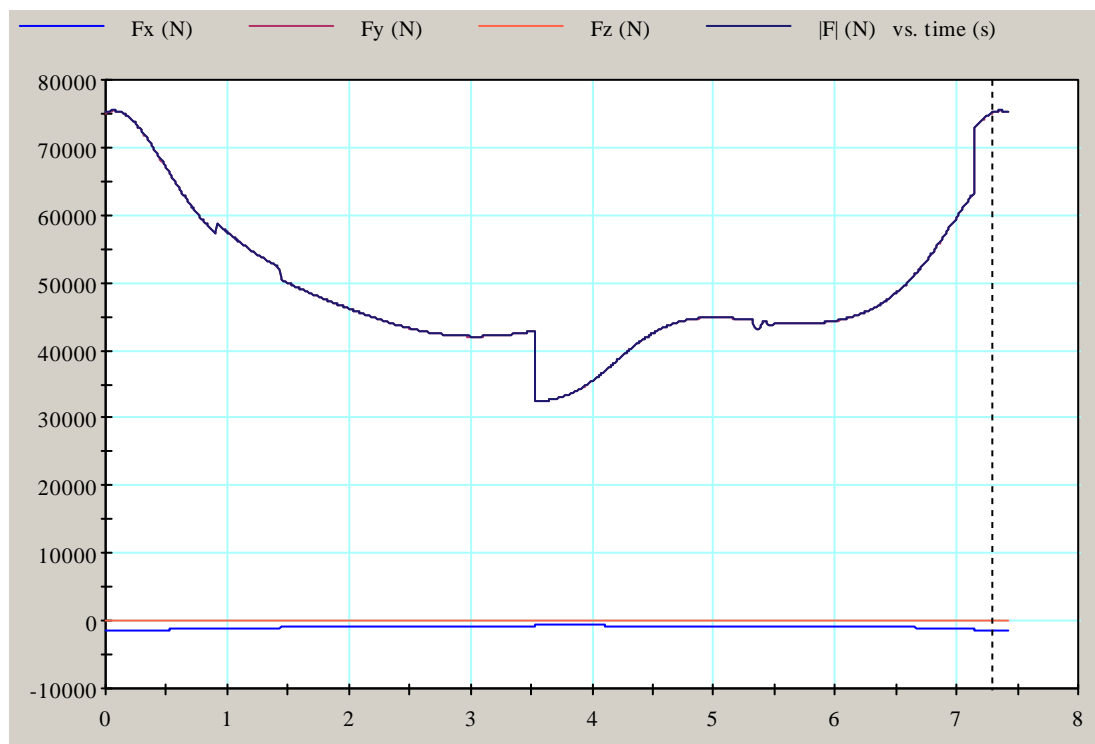


Slika 87: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, mase okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

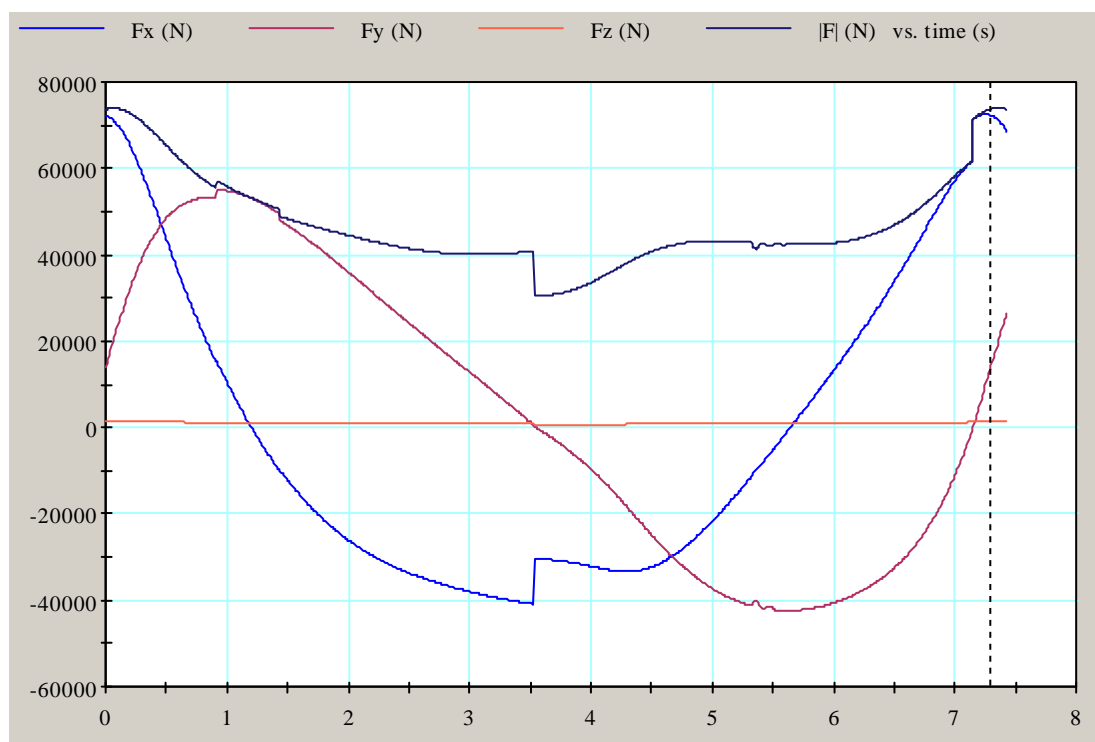


Slika 88: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, mase okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 89: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m



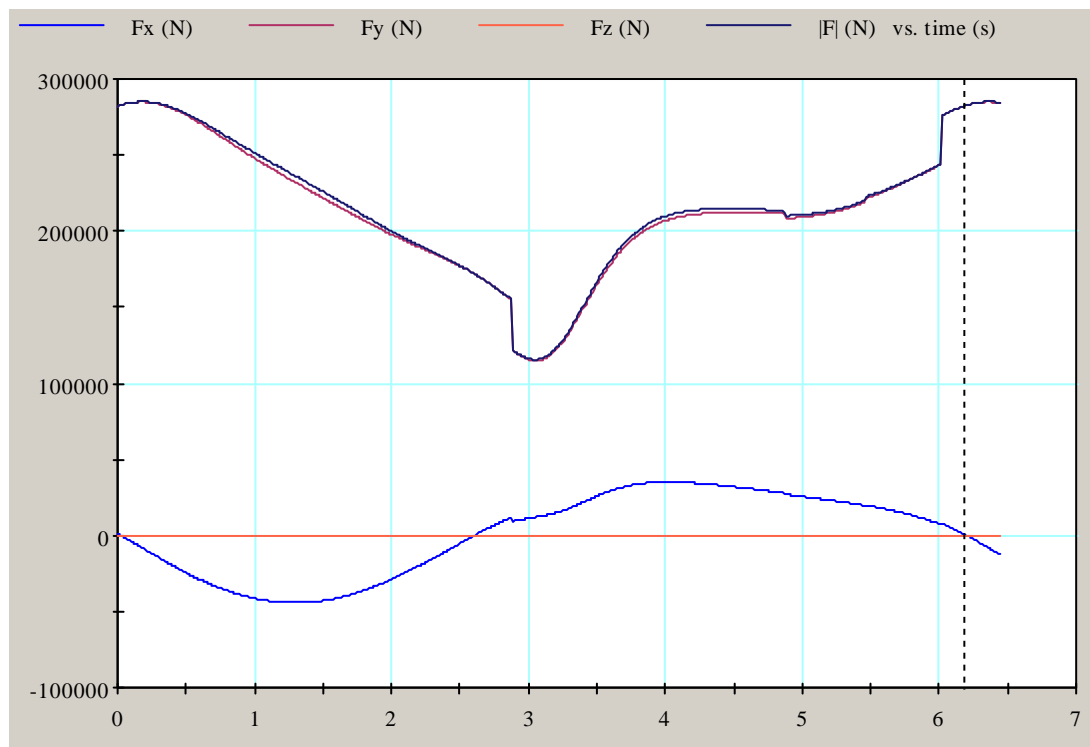
Slika 90: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 5000 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

6.2.3 Analiza mehanizma pri maksimalnom opterećenju glatke šipke od 50000 N sa masom okretne ruke i protuutega od 7200 kg

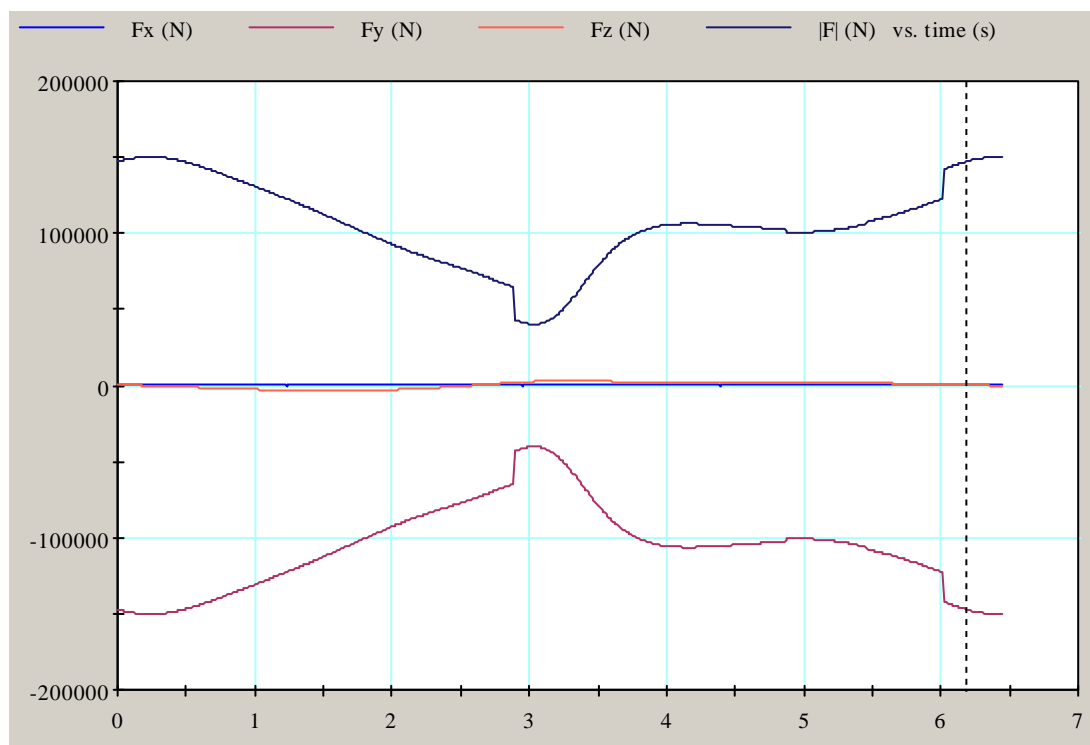
Analiza je izvedena za tri različita položaja težišta protuutega: 1,4 m, 1,65 m i 2 m

6.2.3.1 Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,65 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg, čije je težište udaljeno 1,65 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

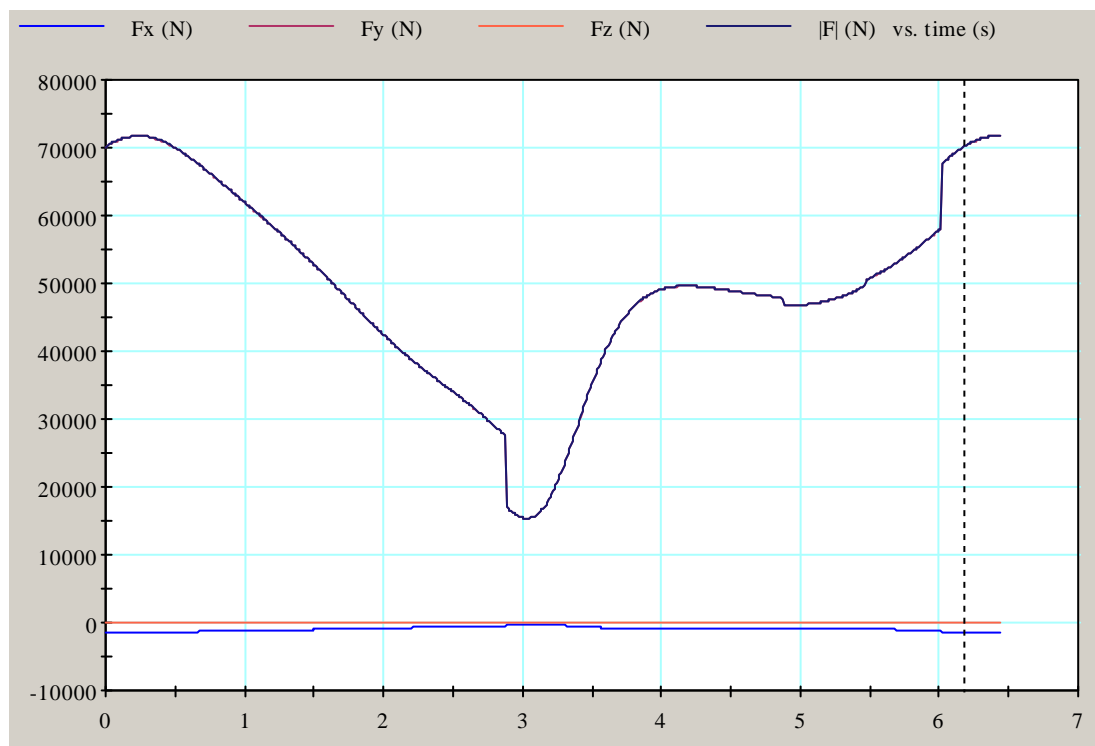


Slika 91: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

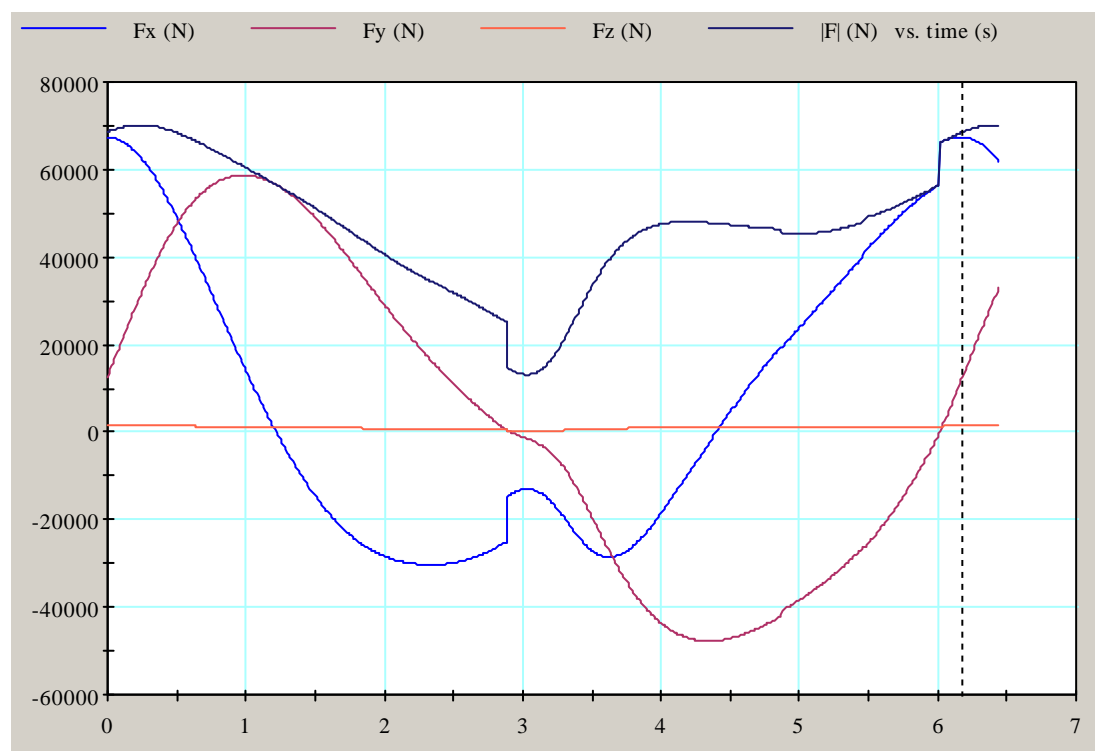


Slika 92: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 93: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

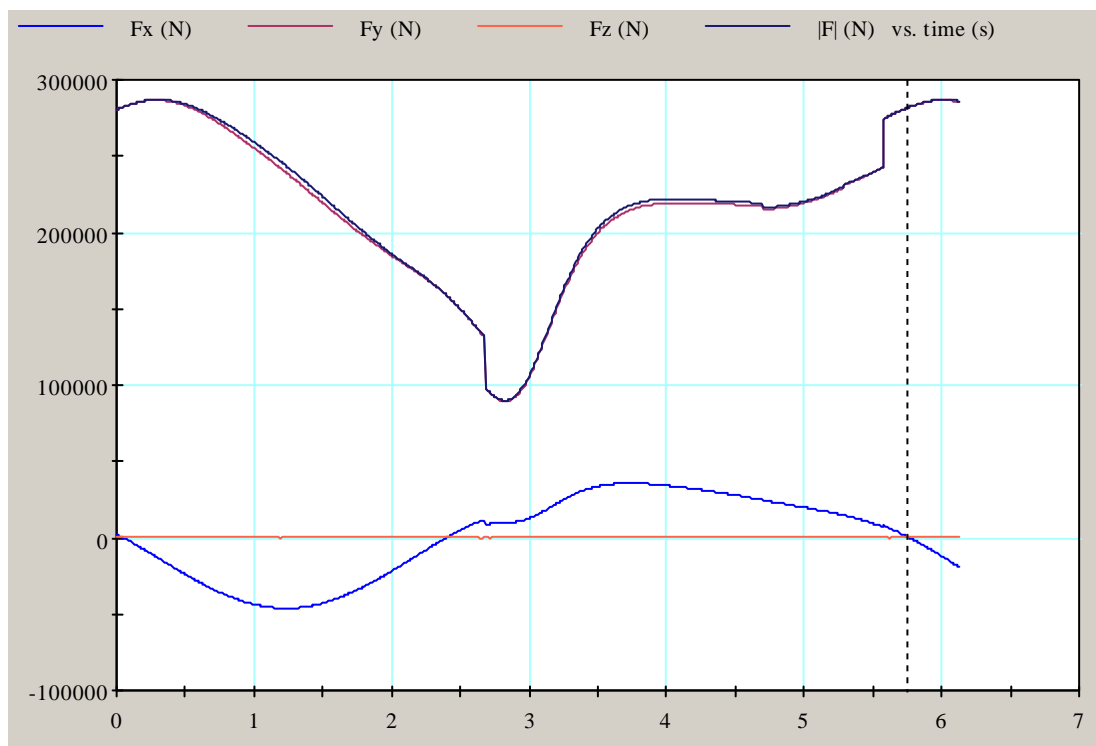


Slika 94: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,65 m

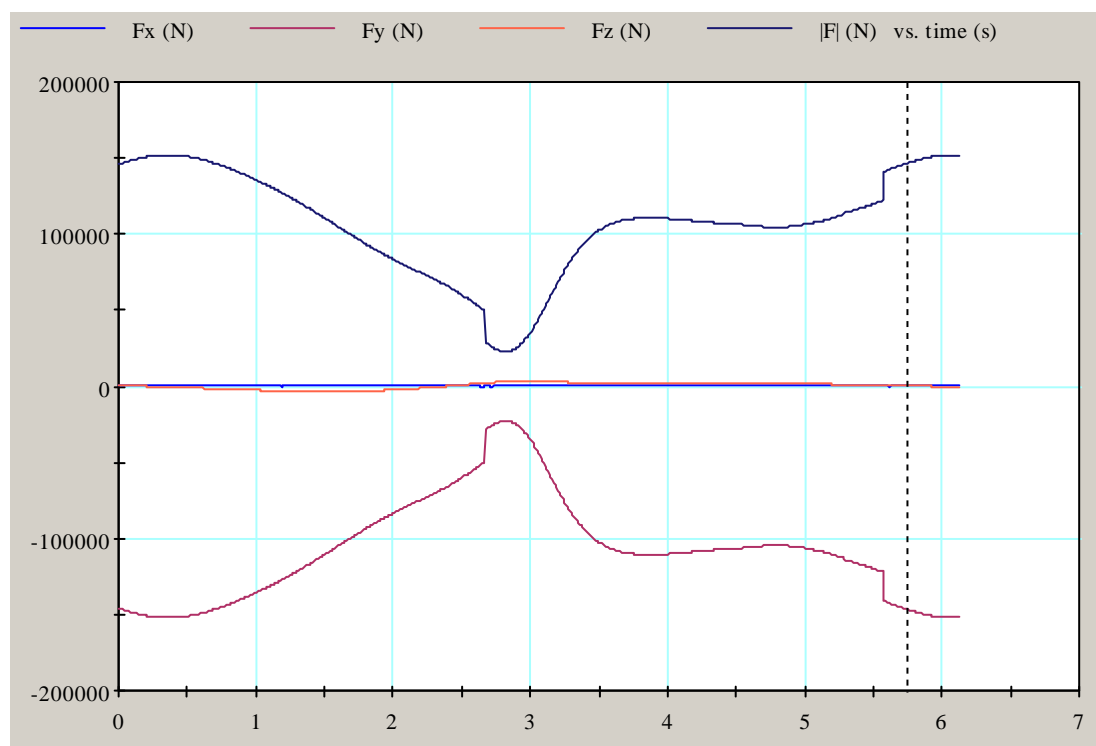
6.2.3.2 Položaj težišta protuutega na udaljenosti 2 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg, čije je težište udaljeno 2 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

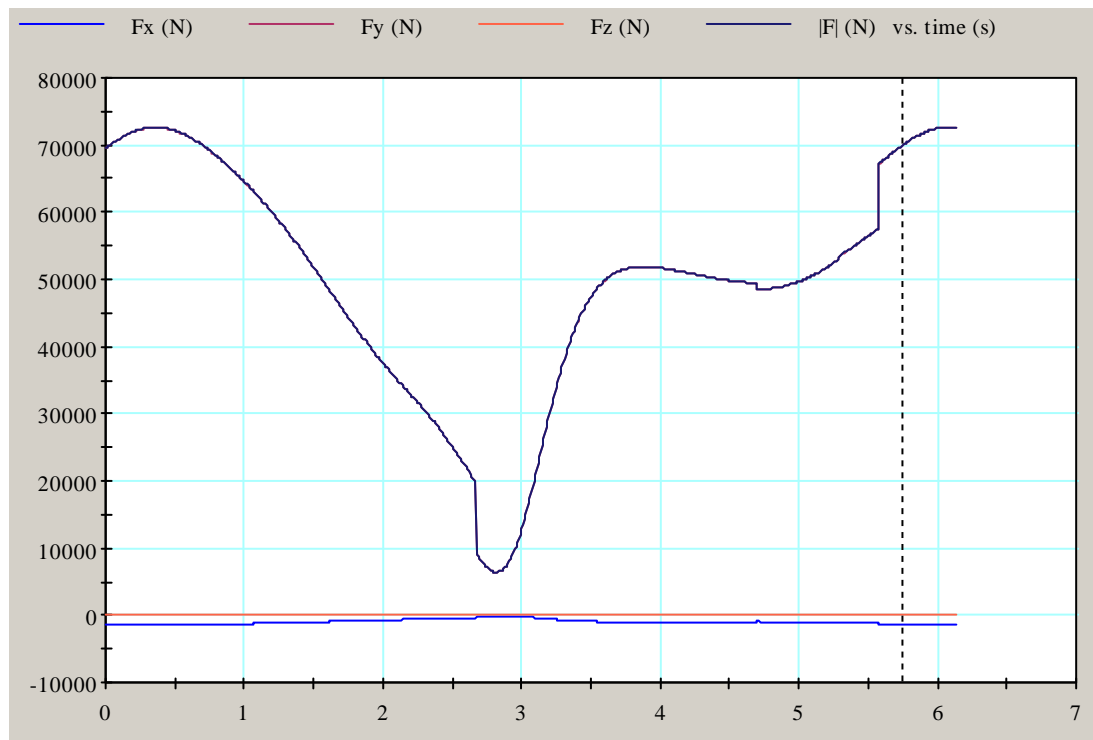


Slika 95: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

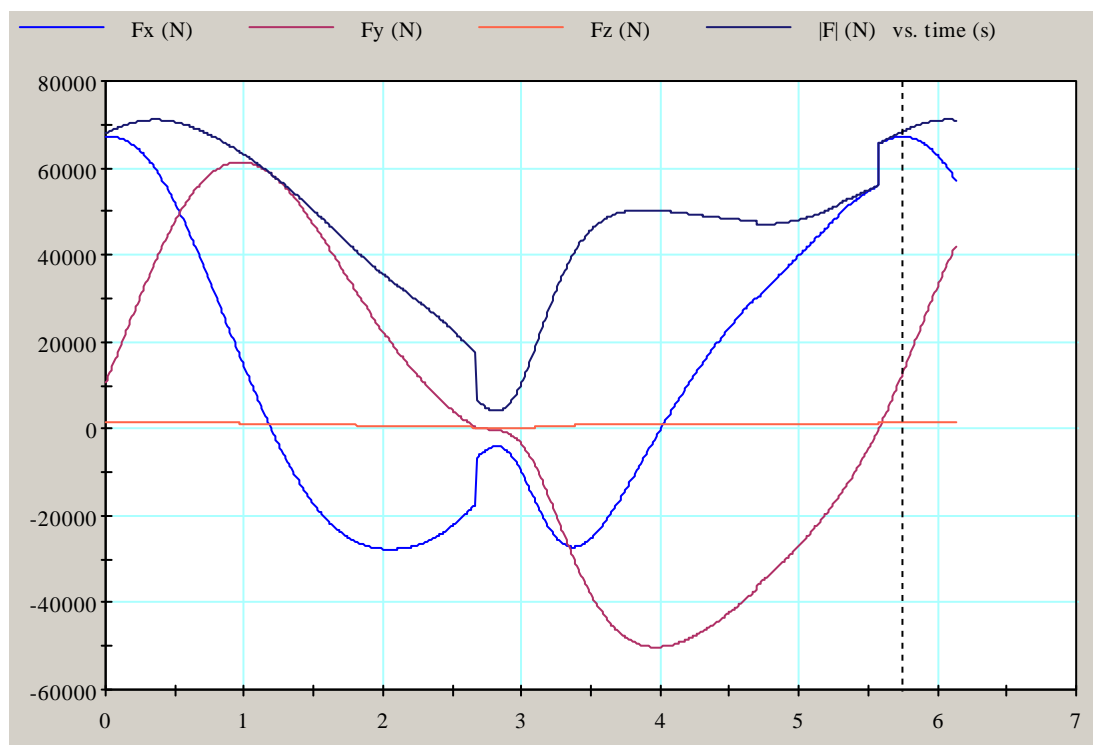


Slika 96: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



Slika 97: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

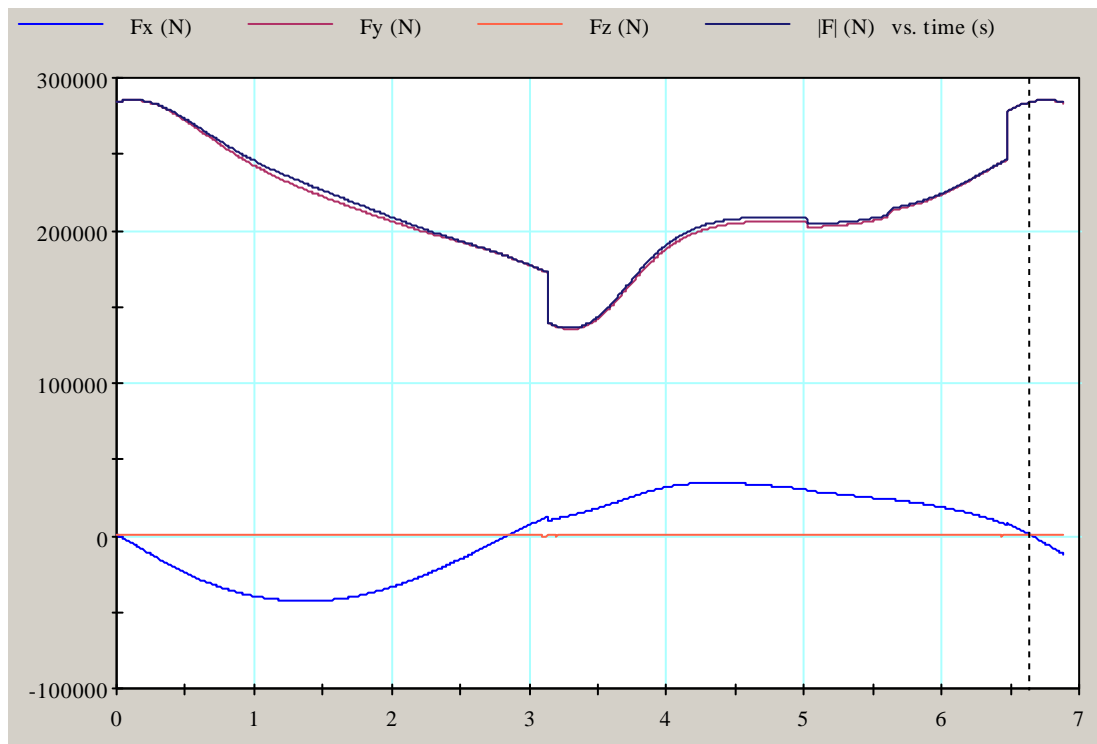


Slika 98: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 2 m

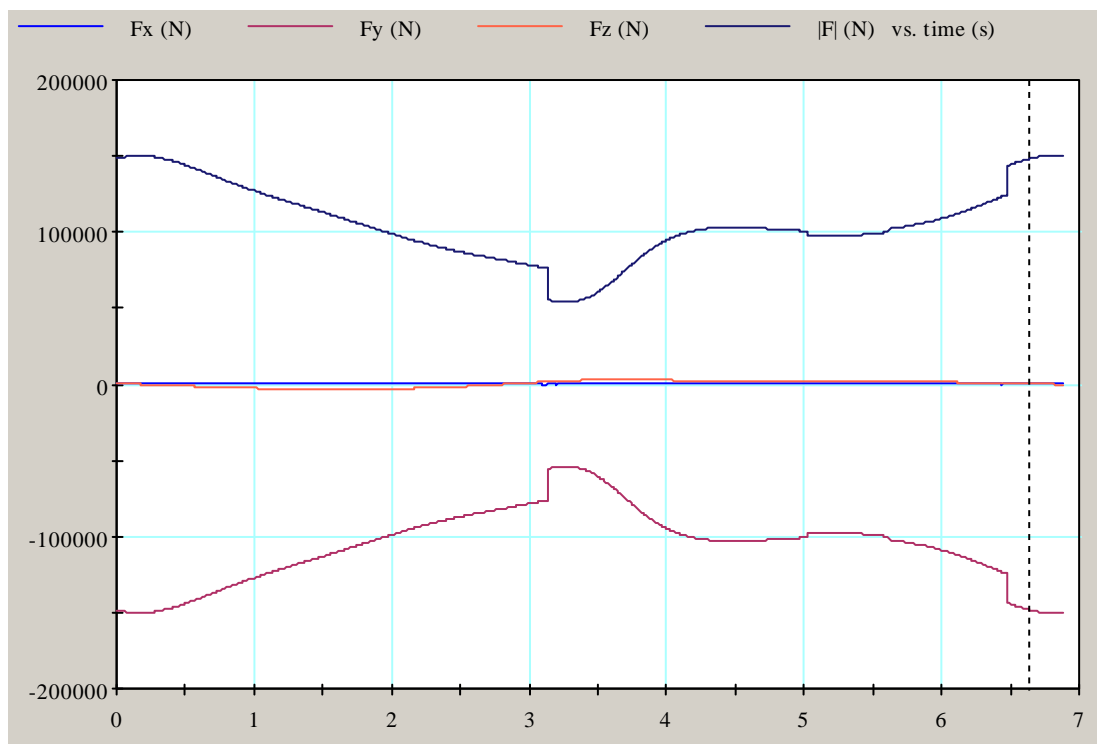
6.2.3.3 Položaj težišta protuutega na udaljenosti 1,4 m

Na sljedećim slikama su prikazane reakcije sila u osloncima, pri djelovanju maksimalne sile na glatkoj šipci od 50000 N i masi protuutega sa okretnom rukom 7200 kg, čije je težište udaljeno 1,4 m od simetrale izlaznog vratila reduktora.

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe

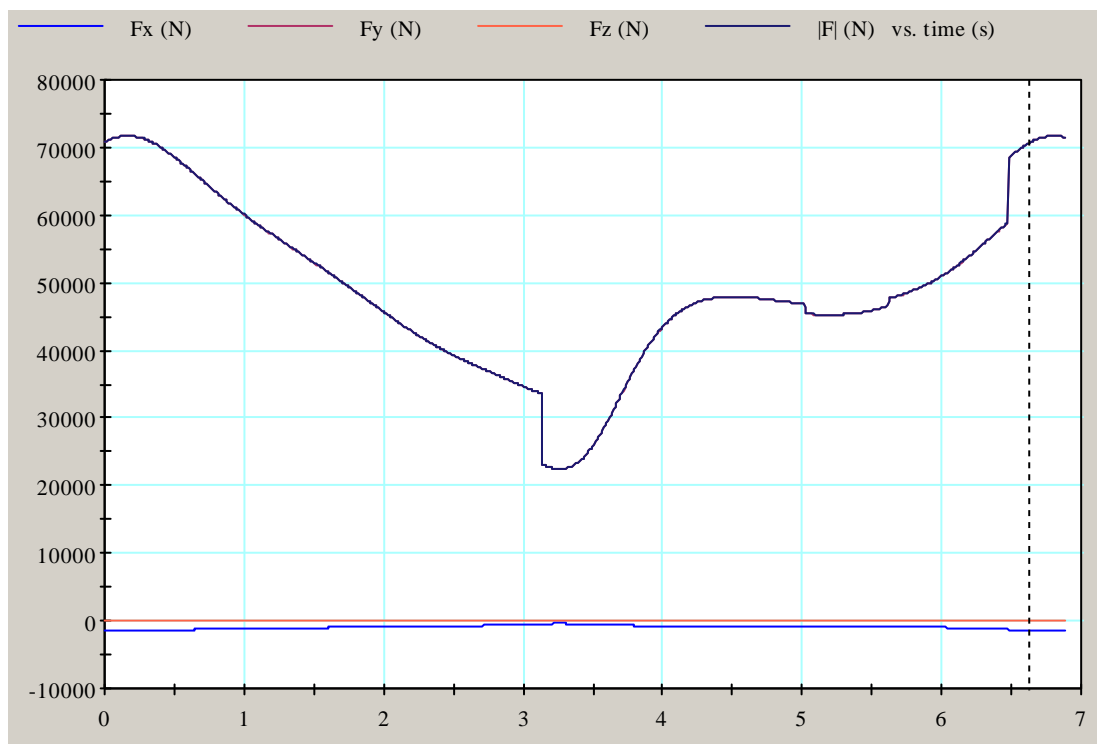


Slika 99: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i nosive konstrukcije (tronožac) pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

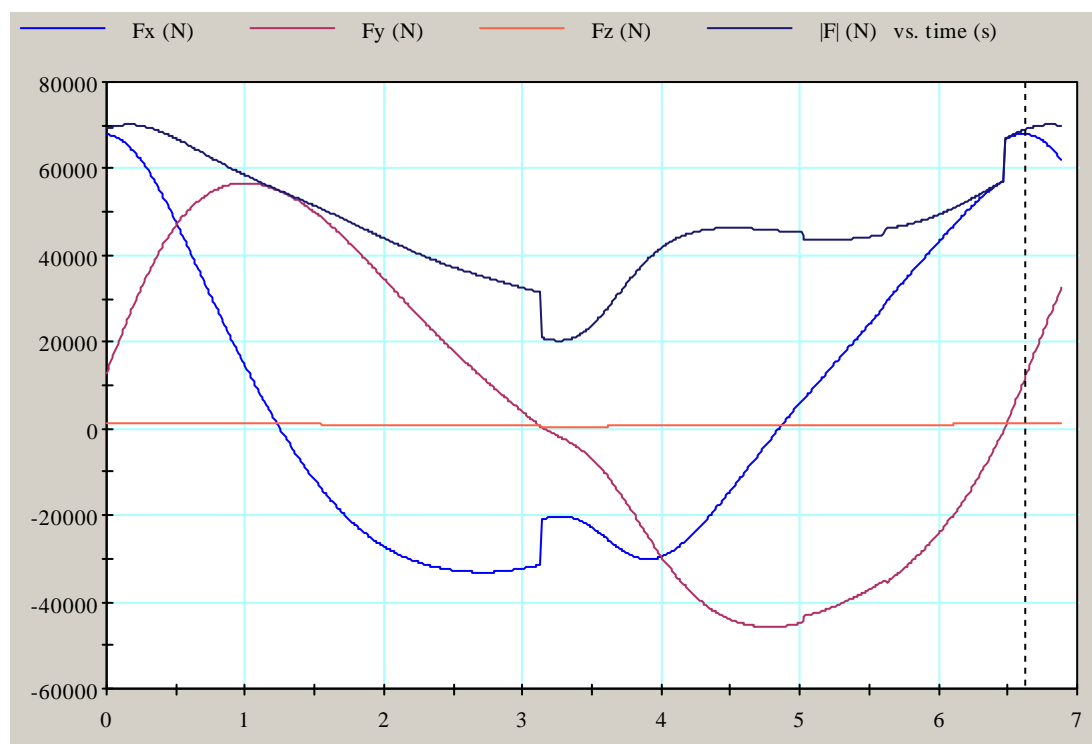


Slika 100: Dijagram reakcija sila u osloncu između balansne grede i poprečne pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

6. Dinamička analiza mehanizma dubinske pumpe



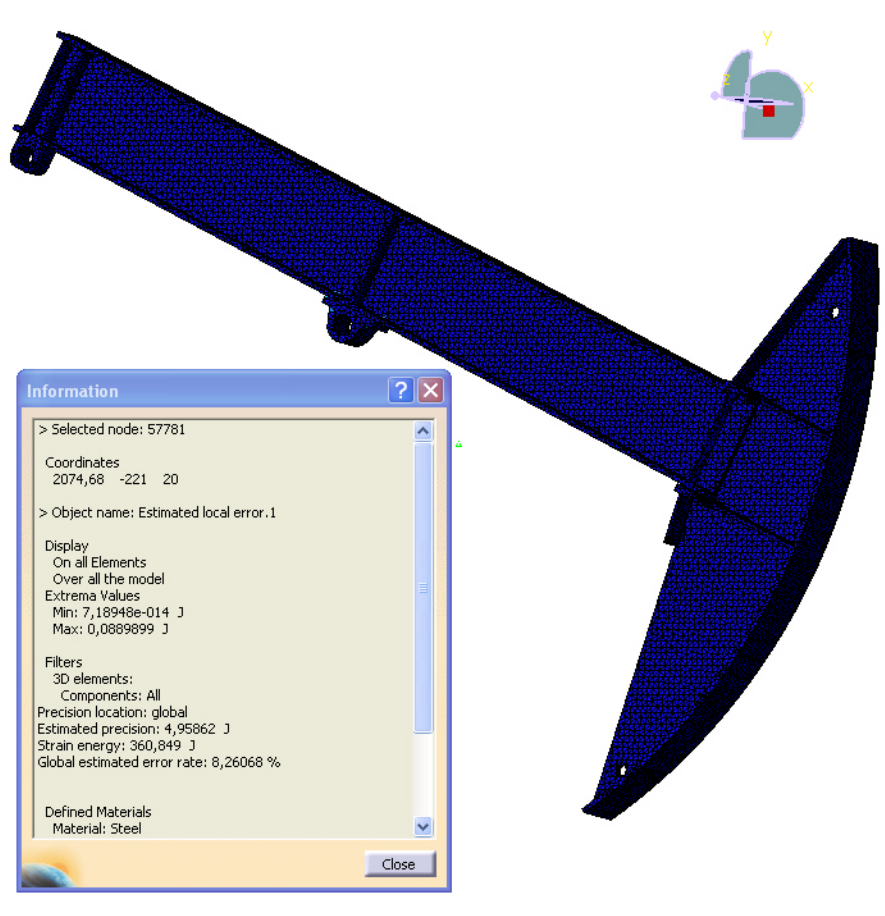
Slika 101: Dijagram reakcija sila u osloncu između poprečne grede i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m



Slika 102: Dijagram reakcija sila u osloncu između okretne ruke s protuutegom i spojne poluge pri opterećenju glatke šipke od 50000 N, masi okretne ruke s protuutegom od 7200 kg i položaju težišta protuutega 1,4 m

7. Analiza deformacija i pomaka metodom konačnih elemenata

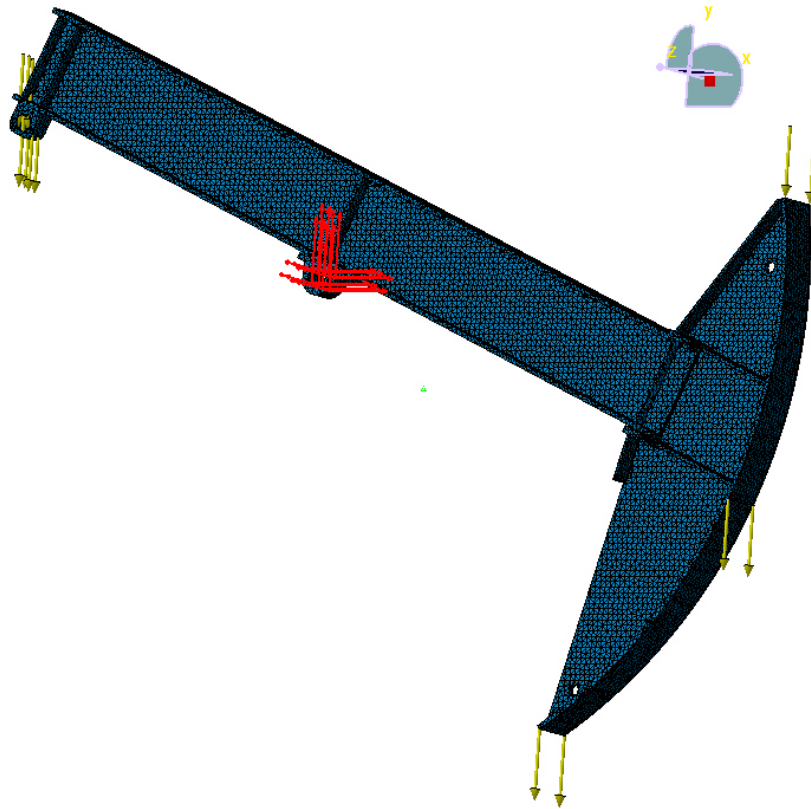
U ovom poglavlju je prikazana analiza naprezanja i pomaka balansne grede sa konjskom glavom i poprečne grede. Analiza je provedena u *Catia V5R18-u*. Rješenja su prikazana kao spektarska raspodjela naprezanja i pomaka. Sve sile i momenti koji djeluju na ove članove mehanizma su očitani iz dijagrama dobivenih u dinamičkoj analizi mehanizma.



Slika 103: Prikaz greške i broja čvorova na modelu

7.1. Naprezanja i pomaci balans grede s konjskom glavom

Balansna greda je predviđena za maksimalna naprezanja. S jedne strane je preko konjske glave opterećena na savijanje silom na glatkoj šipci, a s druge strane preko poprečne grede koja je pomoću spojnih poluga spojena na reduktor.

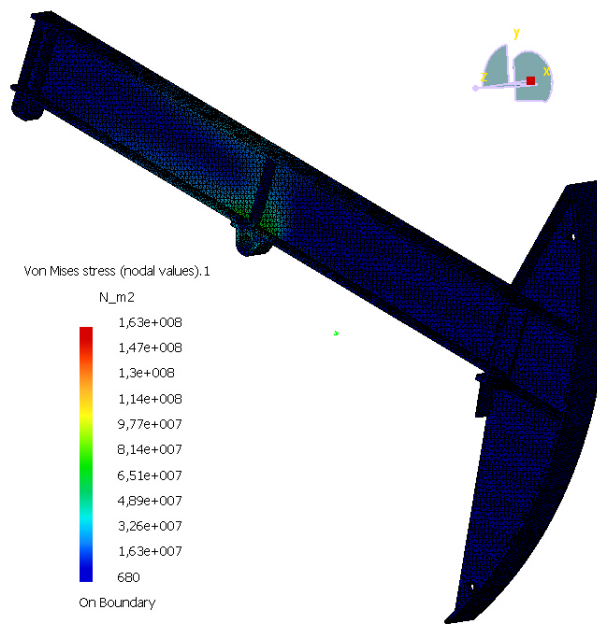


Slika 104: *Opterećena i uklještena balans greda s konjskom glavom i definiranom mrežom konačnih elemenata*

Analiza ovog dijela mehanizma je rađena pri najvećem opterećenju balans grede, a to je slučaj kada u osloncu između balans i poprečne grede djeluje najveća reakcijska sila, odnosno kada opterećenje glatke šipke iznosi 70000 N, a reakcija u spoju sa poprečnom gredom u smjeru osi x iznosi 426 N, a u smjeru osi y -179652N (*slika 62*). Oslonac na sredini grede, spoj sa nosivom konstrukcijom, definiran je kao nepomični oslonac. Balans greda uklještena je pod kutem od 24° u odnosu na os x (*slika 104*).

Analiza se provodi principom metode konačnih elemenata, tako da se tijelo podijeli na određeni broj manjih elemenata kreirajući mrežu konačnih elemenata.

7.1.1. Naprezanja balans grede s konjskom glavom



Slika 105: Raspored naprezanja na balans gredi s konjskom glavom

Slika 105 prikazuje raspored naprezanja duž balans grede i konjske glave. Područje najvećeg naprezanja je na osloncu koji povezuje balans gredu i nosivu konstrukciju i iznosi 163 N/mm^2 što je manje od dozvoljenog naprezanja ($\approx 220 \text{ N/mm}^2$).

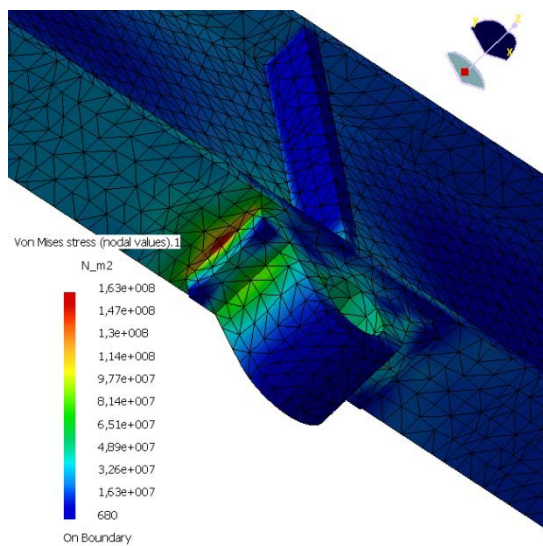
Na slikama 106 i 107 su prikazani pogledi prema područjima balans grede u kojima vlada najveće naprezanje. Područje oko oslonca je najkritičnije zato jer je oslonac nepomičan, a i sva opterećenja djeluju na rubovima balans grede s konjskom glavom, na najvećim udaljenostima od oslonca.

7.1.2. Pomaci i deformacija balansne grede sa konjskom glavom

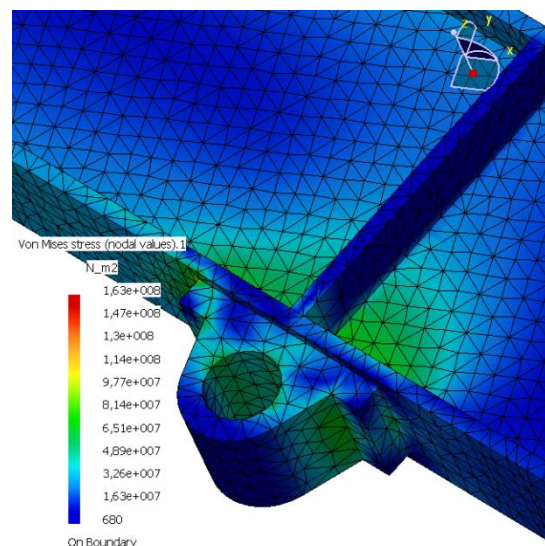
Na slici 108 prikazana je raspodjela pomaka. Pomaci su raspoređeni tako da u osloncu nema pomaka, a najveći pomaci su zabilježeni na rubovima gdje djeluju opterećenja. Budući da su dimenzije konjske glave velike, najveći pomak koji iznosi 5.22 mm , je zanemariv.

Na slici 109 je prikazan deformirani oblik balansne grede sa konjskom glavom, uvećan 200 puta. Deformacije u smjeru osi z ne postoje, budući da sile djeluju samo u smjeru osi x i y.

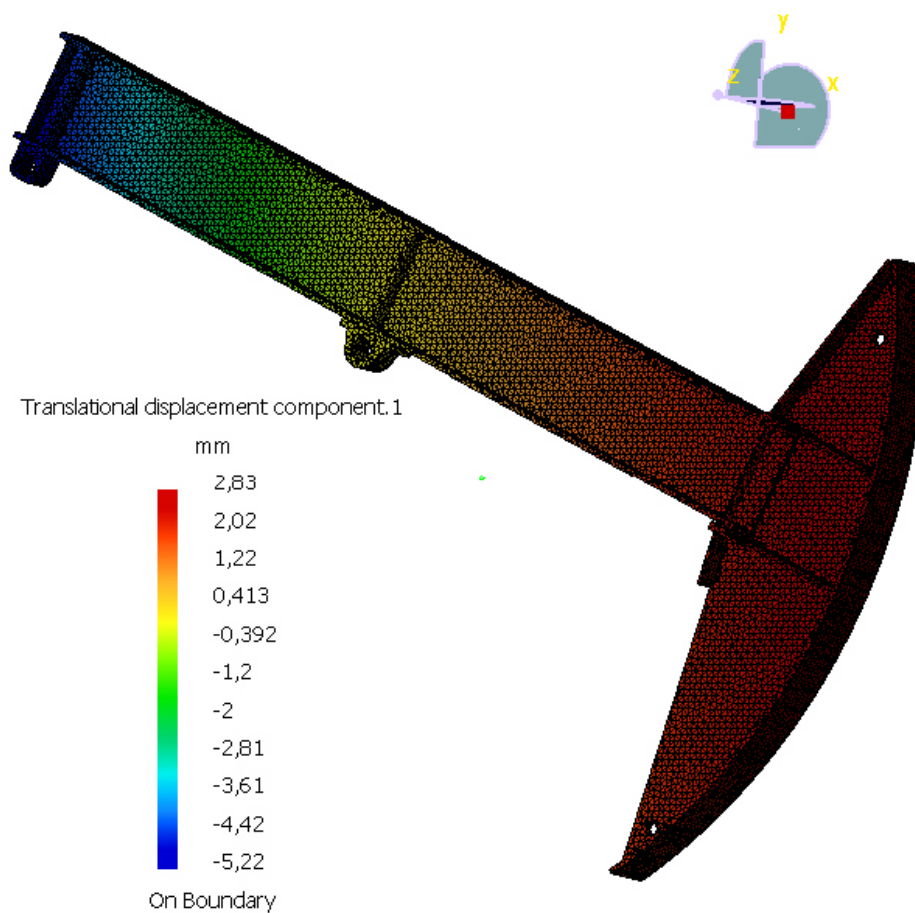
7. Analiza deformacija i pomaka



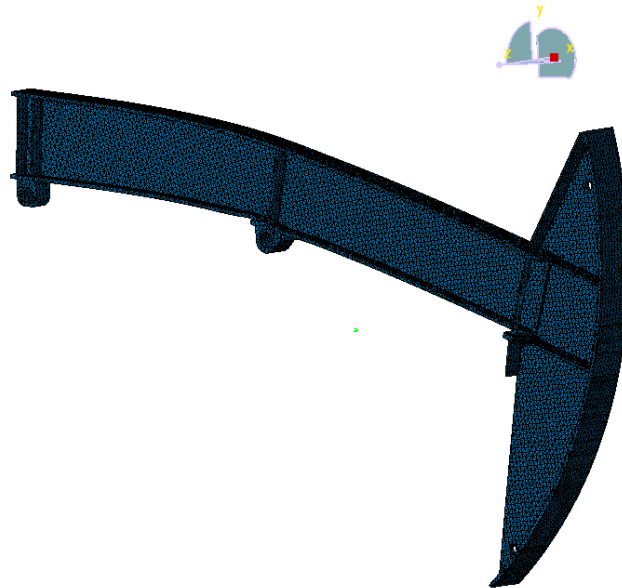
Slika 106: Područje najvećeg naprezanja (a)



Slika 107: Područje najvećeg naprezanja (b)



Slika 108: Raspodjela pomaka na balans gredi s konjskom glavom

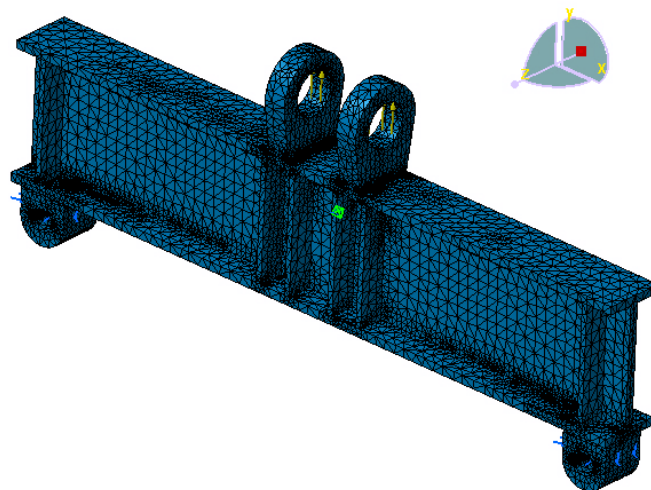


Slika 109: Deformirani oblik balans grede s konjskom glavom

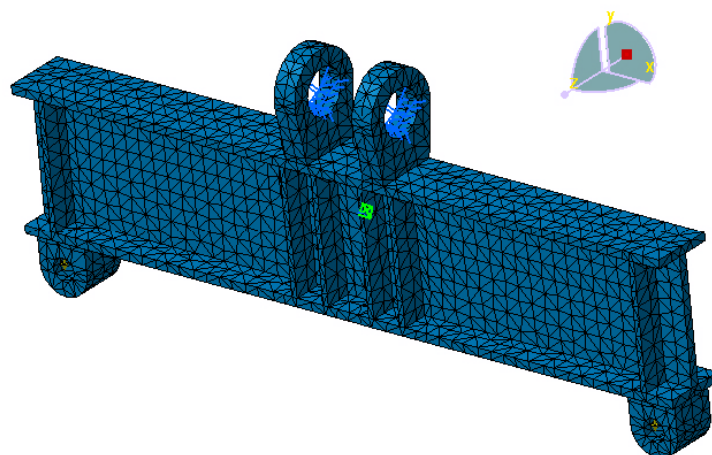
7.2. Naprezanja i pomaci poprečne grede

Poprečna greda je analizirana za dva slučaja opterećenja i oslanjanja.

U prvom slučaju (*slika 110*) je poprečna greda uklještena u osloncima koji povezuju poluge i poprečnu gredu, dok je u drugom slučaju (*slika 111*) poprečna greda uklještena u vezi poprečne grede i balans grede. Opterećenja su definirana suprotno od oslonaca. Za prvi slučaj opterećenja djeluju u vezi poprečne grede i balans grede, dok za drugi slučaj opterećenja djeluju u vezi poluge i poprečne grede.



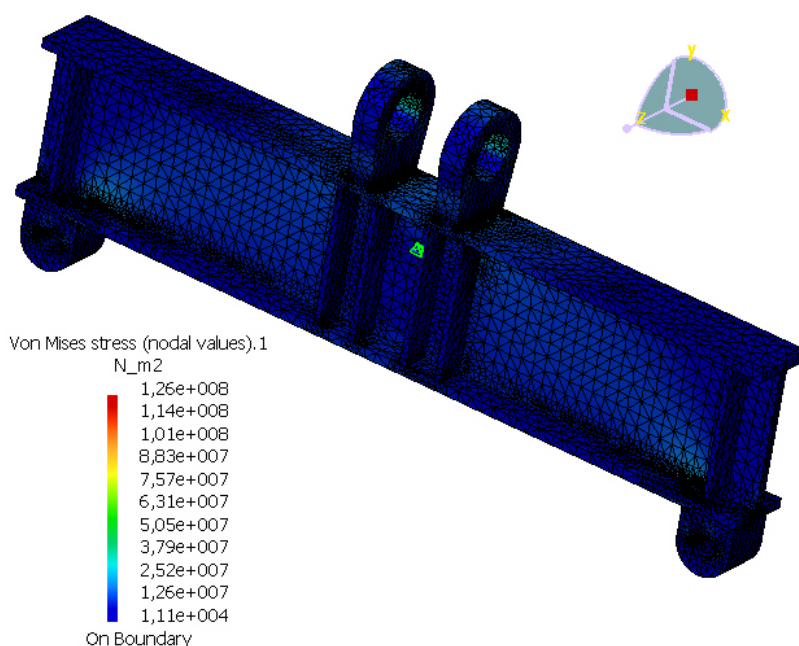
Slika 110: Prvi slučaj uklještenja i opterećenja poprečne grede



Slika 111: Drugi slučaj uklještenja i opterećenja poprečne grede

7.2.1. Analiza naprezanja za prvi slučaj opterećenja

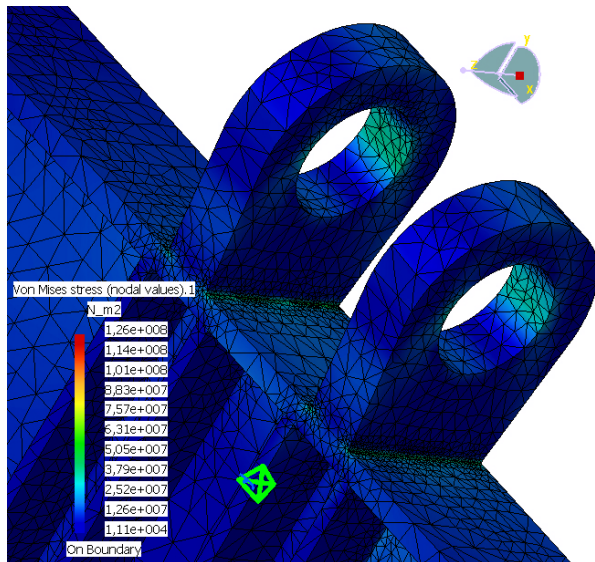
Za ovu analizu (*slika 110*) opterećenja su očitana iz dinamičke analize za slučaj kada je opterećenje u smjeru osi y najveće, pa tako sila u smjeru osi x iznosi -4 N, u smjeru osi y 179652 N, a u smjeru osi z -426 N (*slika 63*).



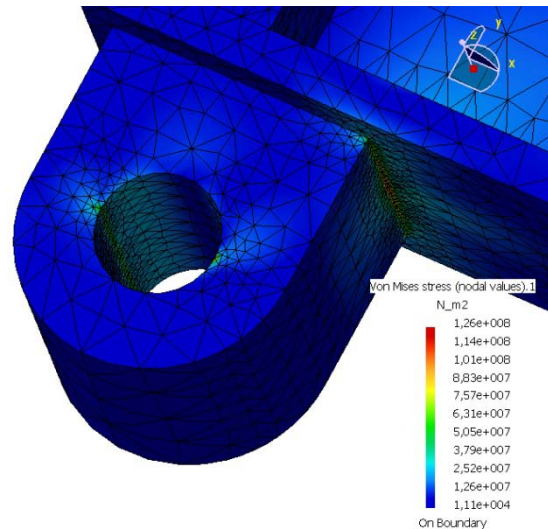
Slika 112: Raspodjela naprezanja za prvi slučaj opterećenja

Područje najvećeg naprezanja nalazi se na uklještenim osloncima (*slike 113 i 114*), a maksimalan iznos je 126 N/mm^2 i manje je od dozvoljenog ($\approx 220 \text{ N/mm}^2$).

7. Analiza deformacija i pomaka



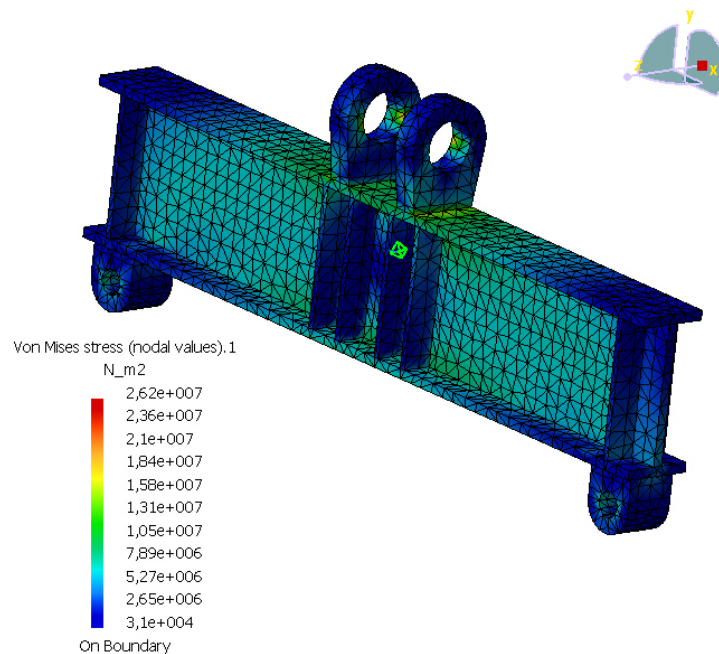
Slika 113: Područje naprezanja za prvi slučaj opterećenja poprečne grede



Slika 114: Područje najvećeg naprezanja za prvi slučaj opterećenja poprečne grede

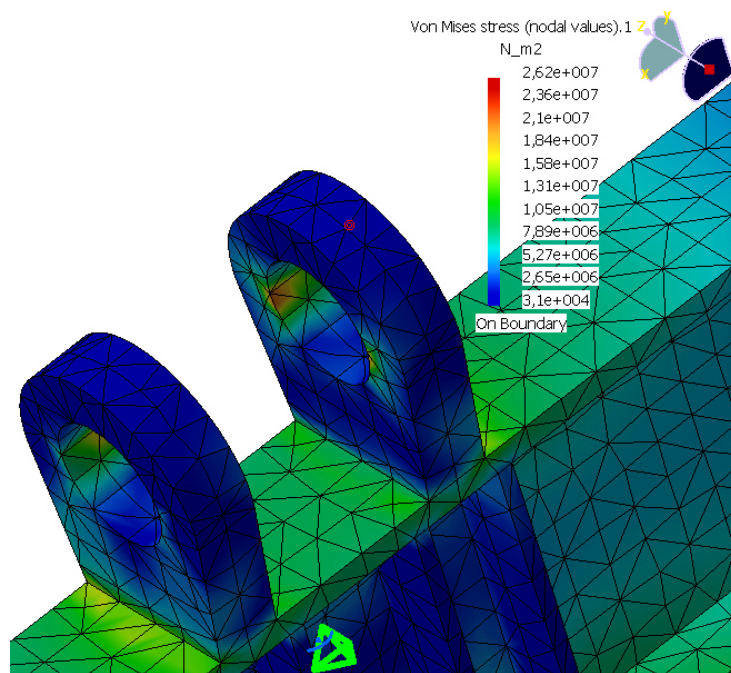
7.2.2. Analiza naprezanja za drugi slučaj opterećenja

Za ovu analizu (slika 111) opterećenja su očitana iz dinamičke analize za slučaj kada je opterećenje u smjeru osi y najveće, pa tako sila u smjeru osi x iznosi 2 N, u smjeru osi y 86396 N, a u smjeru osi z -1659 N (slika 64).



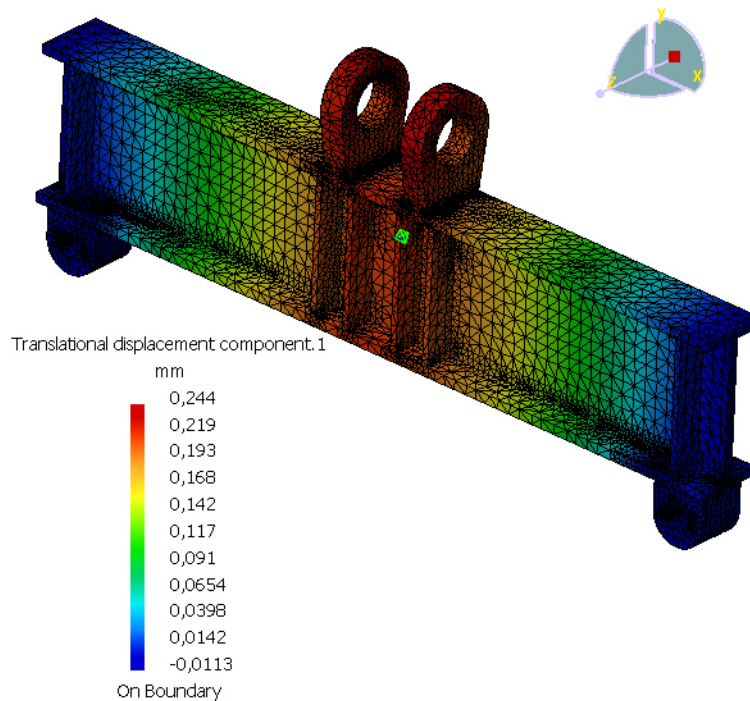
Slika 115: Raspodjela naprezanja za drugi slučaj opterećenja

Područje najvećeg naprezanja nalazi se na ukliještenom osloncu. Maksimalan iznos je $26,2 \text{ N/mm}^2$ i manji je od dozvoljenog ($\approx 220 \text{ N/mm}^2$).



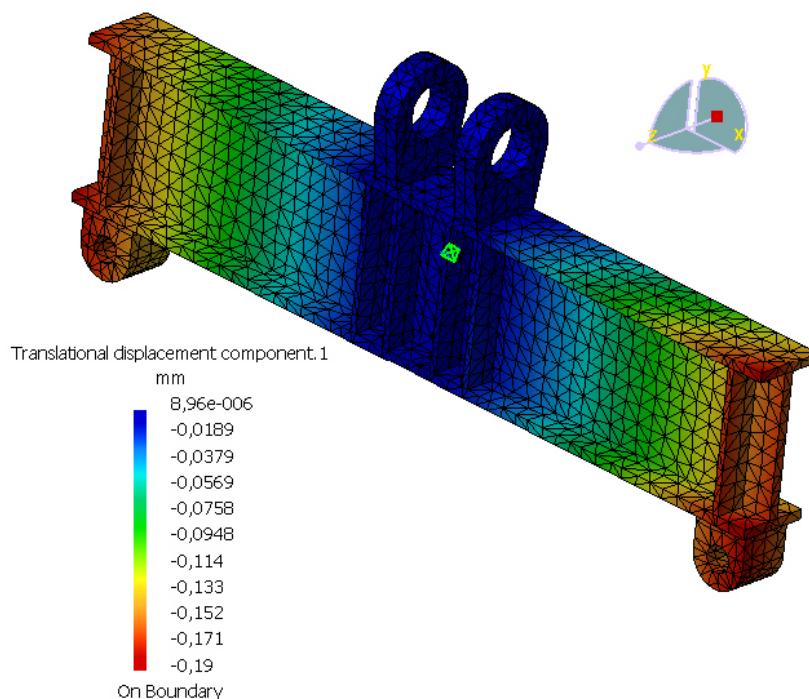
Slika 116: Područje najvećeg naprezanja za drugi slučaj opterećenja poprečne grede

7.2.3. Pomaci poprečne grede za oba slučaja opterećenja



Slika 117: Raspodjela pomaka za prvi slučaj opterećenja poprečne grede

Slika 117 prikazuje raspodjelu pomaka duž poprečne grede za prvi slučaj opterećenja. Maksimalan pomak iznosi 0,244 mm i zanemariv je s obzirom na ukupne dimenzije poprečne grede.

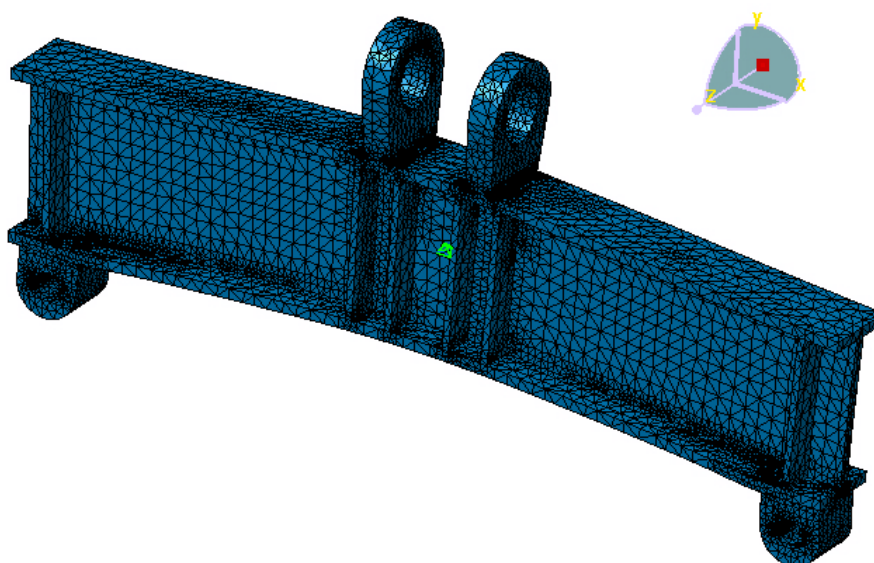


Slika 118: *Raspodjela pomaka za drugi slučaj opterećenja poprečne grede*

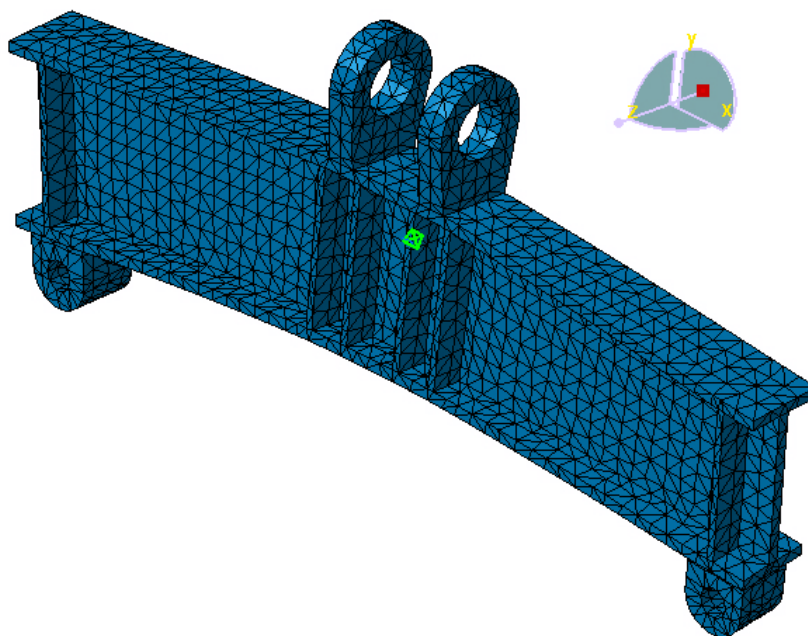
Slika 118 prikazuje raspodjelu pomaka duž poprečne grede za drugi slučaj opterećenja. Maksimalan pomak iznosi 0,19 mm i zanemariv je s obzirom na ukupne dimenzije poprečne grede.

7.2.4. Deformirani oblici poprečne grede

Na sljedećim slikama su prikazani deformirani oblici poprečne grede za oba slučaja opterećenja.



Slika 119: *Deformirani oblik poprečne grede za prvi slučaj opterećenja (povećano 350 puta)*



Slika 120: *Deformirani oblik poprečne grede za drugi slučaj opterećenja (povećano 700 puta)*

8. Zaključak

Programski paketi poput *visualNastran Desktop*-a olakšavaju proračun i analize raznih mehanizama. Kod proračuna kompliciranih mehanizama analitičkim putem može vrlo lako doći do pogreške koju se ne može odmah uočiti pa taj proces može biti i poprilično dugotrajan.

Jednostavniji mehanizmi, odnosno 3D modeli, se mogu modelirati i u *visualNastran Desktop*-u pa nije potrebno korištenje drugih programskih paketa. Ipak je preporučljivo za modeliranje kompleksnijih mehanizama koristiti 3D CAD programe poput *Solidworks*-a, *ProEngineer*-a ili *SolidEdge*-a. Čak i ako nisu poznate točne dimenzije tijela, programu je dovoljno poznavanje pozicije težišta i mase tijela, kao što je u ovom radu bio slučaj s promjenom položaja i težine protutuatega.

Povezivanje *visualNastran Desktop*-a sa *Simulink*-om omogućuje upravljanje s određenim veličinama kao što su sile, momenti i brzine. Na taj način je osigurano realno opterećenje mehanizma, a time i realniji rezultati analize.

Detaljan prikaz naprezanja i opterećenja koji djeluju na mehanizam tokom njegovog rada omogućuju brzo i efikasno ispravljanje mogućih greški i slabosti na konstrukciji. Korištenje ovakvih programa znatno olakšava analizu složenih mehanizama, čime se smanjuju troškovi, što je u današnje vrijeme vrlo bitno.

9. Popis literature

- [1] Čikeš M., Zelić M.: *Proizvodnja nafte i plina - Dubinske crpke s klipnim šipkama*; Zagreb, 2006
- [2] Kraut B.: *Strojarski priručnik*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1987
- [3] Decker K. - H.: *Elementi strojeva*, Tehnička knjiga, Zagreb, 1980
- [4] http://rgn.hr/~mcikes/nids_mcikes/home_mcikes.htm
- [5] *Eksploatacija nafte dubinskim pumpanjem*; <http://www.rgf.bg.ac.rs/rudarskiodsek>
- [6] *Priručnik za dubinske sisaljke*, INA-Inustrija nafte, Zagreb, 1993
- [7] *Inžinjerski priručnik IPI*, Školska knjiga, Zagreb, 1996
- [8] Oberšmit E.: *Ozubljenja i zupčanici*, Sveučilišna tiskara doo., Zagreb, 1993
- [9] Katalog Mannesmann – Demag Fordertechnik: *Komponenten Handbuch 95./96*
- [10] Husnjak M.: *Teorija mehanizama*, <http://newton.fsb.hr/mehanizmi>